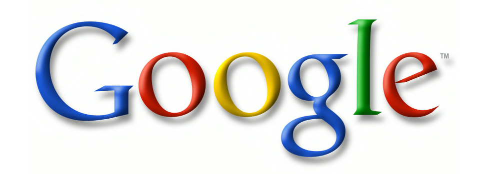
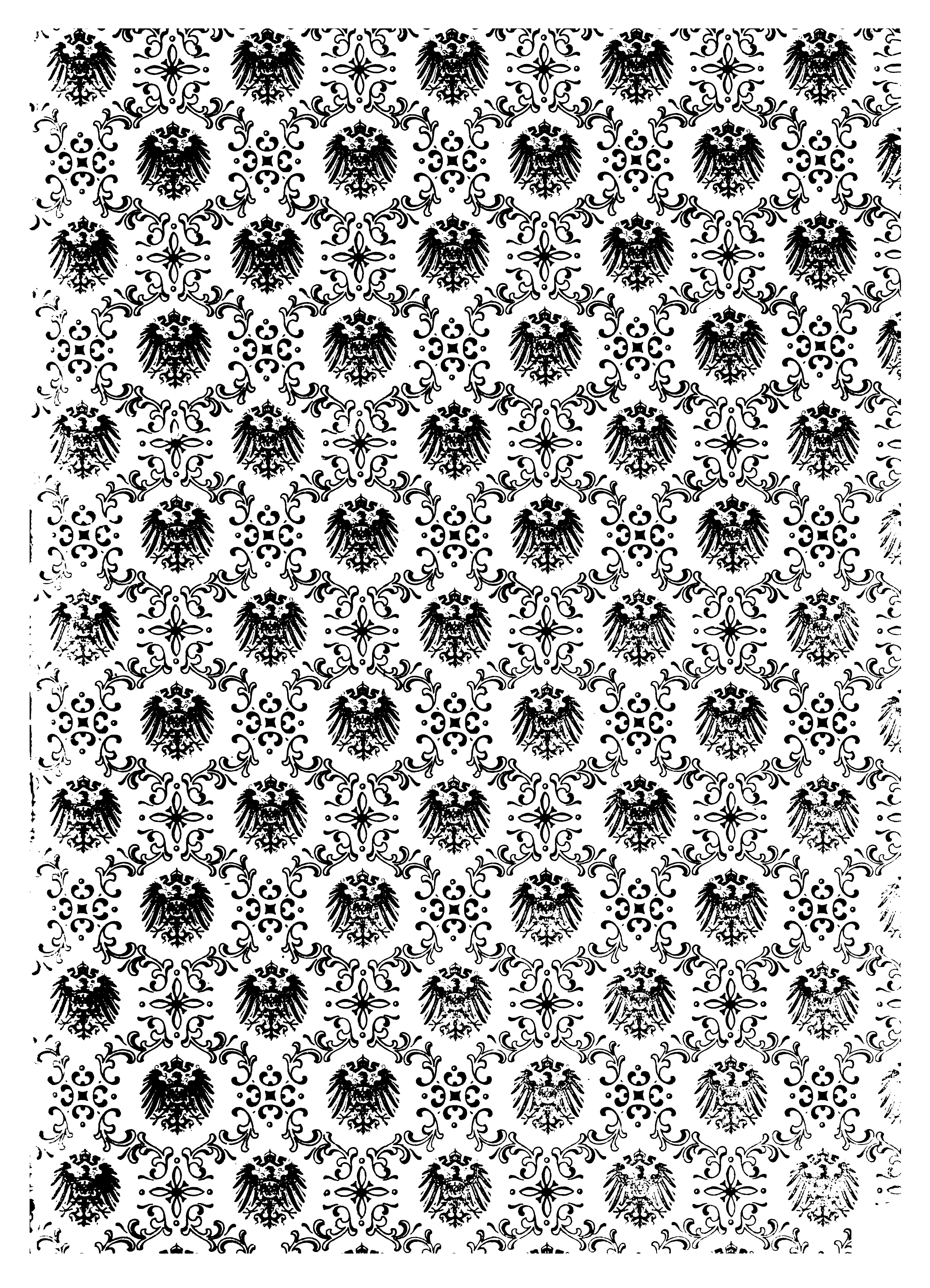
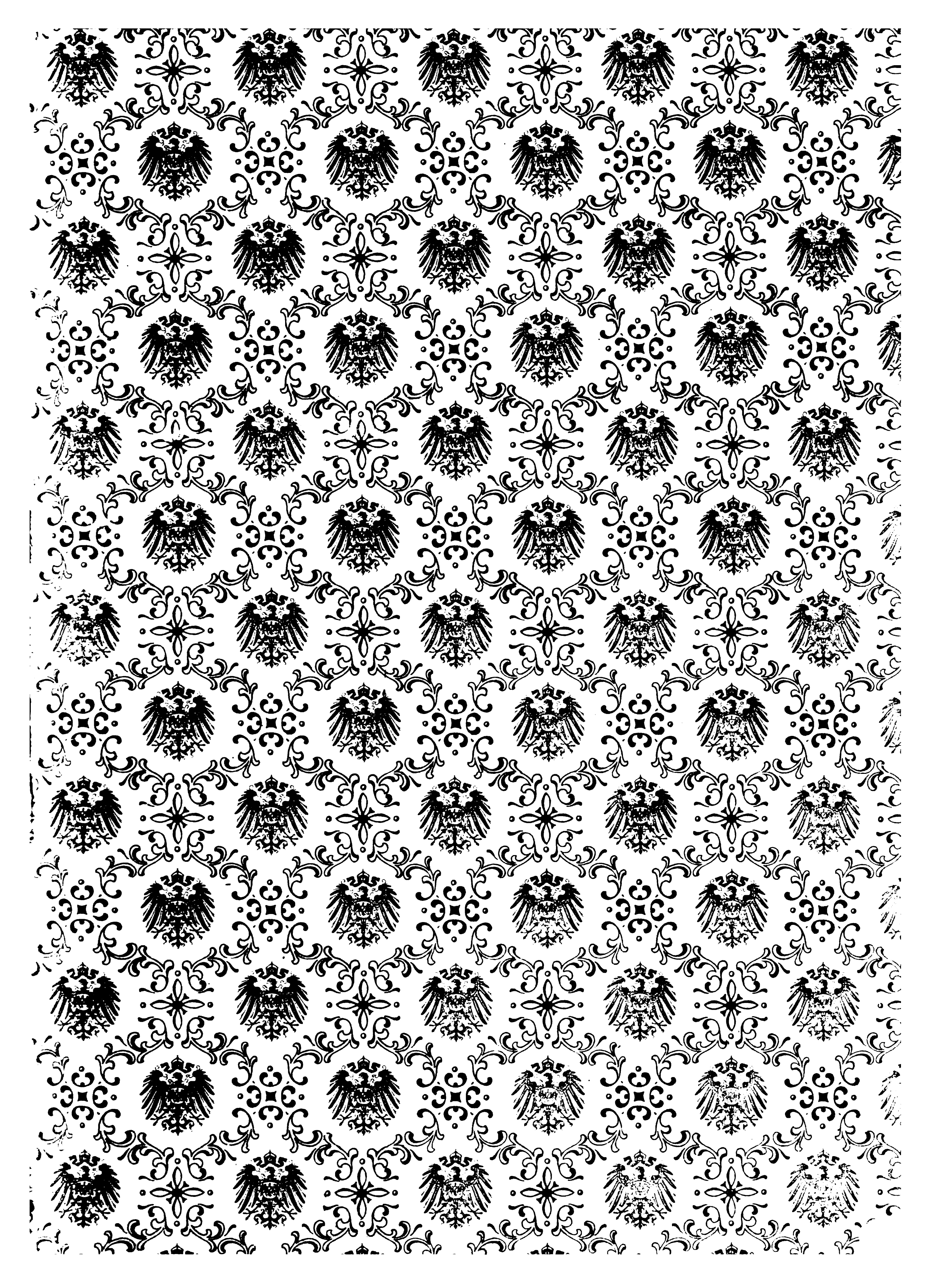












Jahrbuch

der

Schiffbautechnischen Gesellschaft



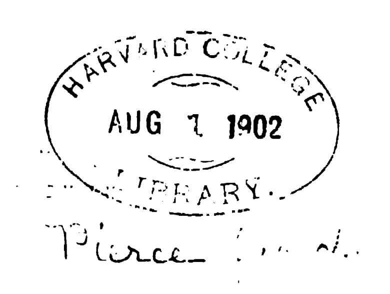
Zweiter Band

1901

Berlin

Verlag von Julius Springer

1901



Druck von H. S. Hermann in Berlin.

Inhalts-Verzeichniss.

Geschäftliches.

I. Mitglieder-Liste.

Protektor:

SEINE MAJESTÆT DER DEUTSCHE KAISER UND KŒNIG VON PREUSSEN

WILHELM II.

Ehrenvorsitzender:

SEINE KŒNIGLICHE HOHEIT DER GROSSHERZOG

FRIEDRICH AUGUST VON OLDENBURG.

Ehrenmitglied:

SEINE KŒNIGLICHE HOHEIT, Dr. Ing.

PRINZ HEINRICH VON PREUSSEN.

Geschäftsführender Vorsitzender:

C. Busley, Geheimer Regierungsrath und Professor, Berlin.

Stellvertretender Vorsitzender:

G. Langner, Geheimer Admiralitätsrath und vortragender Rath im Reichs-Marine-Amte.

Fachmännische Beisitzer:

F. L. Middendorf, Techn. Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin.

Johs. Rudloff, Geheimer Marine-Baurath, kommand. z. Reichs-Marine-Amte, Berlin.

Gotth. Sachsenberg, Werftbesitzer, Kommerzienrath, Rosslau a. E.

R. Zimmermann, Schiffbau-Direktor der Stett. Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Stettin.

Beisitzer:

Fr. Achelis, Vicepräsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen.

Ed. Woermann, Konsul, i. Fa. C. Woermann, Hamburg.

Geschäftsführer: H. Seidler, Schiffbau-Ingenieur, Berlin.

Geschäftsstelle: Berlin NW6., Schumannstr. 2 pt.

I. Fachmitglieder.

a) Lebenslängliche Fachmitglieder:

Bellingrath, E., Generaldirektor, Dresden-A., Sidonienstrasse 14.

5 Bergius, Walter, C., Ingenieur, Glasgow, Queen Street 77, (Schottland).

Blohm, Herm., i. Fa. Blohm & Voss, Hamburg, Steinwärder.

Busley, C., Geheimer Regierungsrath und Professor, Berlin NW., Kronprinzen-Ufer 2.

Claussen, Georg W., Techn. Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde, Dockstrasse 4.

Delaunay-Belleville, L., Ingénieur-Constructeur, Rue de l'Eremitage, St. Denis (Seine), (Frankreich).

10 Flohr, Justus, Direktor der Stett. Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Stettin, Kantstrasse 9.

Howaldt, Bernhard, Ingenieur, Kiel, Düsternbrook 16.

Kraft de la Saulx, Ritter Friedrich, Sektions-Ingenieur der Ges. John Cockerill, Seraing, Belgien.

Kummer, O. L., Königl. Preuss. Kommerzienrath und Generaldirektor, Dresden-A., Kaitzerstrasse 2.

Masing, Berthold, Direktor der Werft Uebigau bei Dresden.

Meyer, Georg C. L., Ingenieur und Direktor des Ottensener Eisenwerk, Altona, Holstentwiete. 15

Middendorf, F. L., Techn. Direktor des German. Lloyd, Berlin NW., Lessingstr. 8.

Niclausse, Jules, Ingénieur-Constructeur, Paris, Rue des Ardennes 24.

Pommée, P. J., Direktor des Ottensener Eisenwerk, Altona-Ottensen.

Sachsenberg, Georg, Werftbesitzer, Kommerzienrath, Rosslau a. E.

Sachsenberg, Gotthard, Werftbesitzer, Kommerzienrath, Rosslau a. E. 20

Topp, C., Direktor der Schiffswerft von F. Schichau zu Danzig, Neufahrwasserweg 6.

Ziese, Carl H., Ingenieur und Inhaber der Schichau'schen Werke zu Elbing und Danzig, Elbing.

Ziese, Rud. A., Ingenieur, St. Petersburg, Wassili Ostrow, 5. Linie 18.

Zimmermann, R., Schiffbau-Direktor der Stett. Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Stettin Kronprinzenstrasse 15 I.

b) Ordnungsmässige Fachmitglieder:

25 Abel, Herm., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 23a.

Abel, Wilh., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum zu Hamburg, Hamburg. St. G. Bernhardsthal 1.

Abraham, J., Schiffbau-Ingenieur, Inhaber der Firma O. Kirchhoff Nachfolger, Stralsund.

Ahlrot, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Karlskrona, Norra Smedjegatan 14. (Schweden).

Altmüller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga.

30 Amnell, Bengt., Schiffbaudirektor der Oderwerke, Grabow a. O.

Amsinck, M. G., Rheder, Hamburg, Cremon 38 I.

de Angulo, Enrique Garcia, Général du Génie maritime espagnol, Madrid, Alarcon 2, (Spanien).

Arendt, Ch., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Gerhardtstrasse 38.

Arnold, Alb., C., Schiffbau-Ingenieur, NW., Luisenstrasse 64.

Arppe, Johs., Ingenieur, Danzig, Halbe Allee 1. 35

Baars, A., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur u. Lehrer der Maschinistenschule, Bremerhaven, Fährstrasse 3.

Baars, Georg, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. P., Pinnasberg 21/22.

Bachmeyer, Robert, Direktor der Berliner Maschinenbau A. G. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N. 4, Chausseestrasse 17/18.

Barg, G., Schiffbau-Direktor der Neptunwerft, Rostock i. M.

40 Bauer, Direktor der Flensburger Schiffbau-Gesellschaft, Flensburg, Neustadt 49.

Bauer, Dr. G., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur der Stett. Maschb. - Akt. - Ges. Vulcan, Bredow a. O.

Bauer, O., Betriebs-Ingenieur d. Flensburger Schiffsbau-Gesellschaft, Flensburg.

Beck, Kaiserl. Marine-Oberbaurath a. D., Dresden-A., Schweizerstr. 1a.

Becker, Richard, Maschinen - Ingenieur, Stettin, Pölitzerstrasse 17 III.

45 Berendt, M., Ingenieur, Hamburg, Admiralitätstrasse 52.

Bergemann, W., Kaiserl. Marine-Baumeister, Elbing, Bleicherstrasse 1.

Berling, G., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Exercierplatz 10.

Bernhardt, C., Direktor der Lübecker Maschinenbau - Gesellschaft, Lübeck, Hüxterdamm 14.

Bertram, Ed., Geheimer Marine - Baurath, Gaarden b. Kiel.

50 Beul, Th., Inspektor des Norddeutschen Lloyd, Bremerhaven, Lloyd-Dock.

Billig, H., Maschinenbau - Oberingenieur, Rosslau a. E., Südstrasse 10.

Blackstady, E., Direktor der Oderwerke Stettin, Schillerstrasse 11.

Block, Hch., Maschinen-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Blohm, M. C. H., Ingenieur, Altona-Bahrenfeld, Händelstrasse 16.

55 Blümcke, Richard, Direktor der Schiffs- und Maschinenbau - Act. - Ges. vorm. Gebr. Schultz u. vorm. Bernh. Fischer, Mannheim.

Blumenthal, G. E., Ober - Inspektor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Dovenfleth 18/21.

Bock, W., Kaiserl. Marine-Baumeister, Bremen, Körnerwall 3.

Bockhacker, Eug., Kaiserl. Marine - Baumeister, Langfuhr b. Danzig, Hauptstr. 26.

Boekholt, H., Kaiserl. Marine - Baumeister, Langfuhr b. Danzig, Mirchauer Promenadenweg 19b.

60 Bonhage, K., Kaiserl. Marine - Baumeister, Langfuhr b. Danzig, Brunshöferweg 43.

Böning, O., Schiffbau - Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 32.

Borchers, Heinr., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Sonnenstrasse 69.

Borgstede, Ed., Schiffbau - Direktor der Firma F. Schichau, Elbing.

Bormann, Ed., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Oberlehrer am Technikum, Bremen, Hornerstrasse 40a.

65 Böttcher, Max, Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr b. Danzig, Brunshöferweg 18p.

Bramigk, Schiffbau-Ingenieur, Rosslau a. E., Dessauerstrasse 90 I.

Bredsdorff, Th., Schiffbau-Direktor, Flensburg, Apenraderstrasse 25.

Breer, Wilh., Schiffbau-Ingenieur und erster Schiffs - Vermesser, Hamburg, Frucht-Allee 38.

Breymann, Stats, Kaiserl. Marine-Baumeister, kommand. zum Stabe des Kreuzergeschwaders, Ost-Asien.

70 Brinkmann, G., Geheimer Marine-Baurath, Charlottenburg, Lützow 10 I.

Brinkmann, Oberingenieur der Germania-Werft, Kiel, Bergstrasse 25.

Brommundt, G., Kaiserl. Marine-Baumeister, Danzig, Kaiserl. Werft.

Brotzki, Julius, Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Gerhardstrasse 49 I.

Bruns, Heinr., Schiffbau - Ingenieur, Kiel, Holtenauerstrasse 66 II.

75 Bub, H., Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Wilhelmstrasse 33 I.

v. Buchholtz, W., Kaiserl. Marine - Baumeister, Kiel, Knooper Weg 35.

Bufe, C., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Johannisstrasse 19.

Bull, Harald, Ingenieur, Hamburg, Marienstrasse 79 IV.

v. Bülow, Schiffbau-Ingenieur, Geestemünde, Georgstrasse 4.

80 Bürkner, H., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Sophienblatt 52.

Buschberg, E., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Adolphstrasse 38 I.

Caldwell, James, Marine-Engineer, Glasgow, Elliot-Street 130 (Schottland).

Carlson, C. F., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Werft von F. Schichau.

Chace, T., Outside Superindent, Crescent Shipyard, Elizabethport, New Jersey, U.S.A.

85 Clark, Charles, Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga, Kirchenstrasse 37. Q5.

Cornehls, Otto, Oberingenieur, Stett. Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Bredow-Stettin.

Creutz, Carl Alfr., Schiffbau-Oberingenieur der Chantiers navals, Ateliers et Fonderies de Nicolaieff, (Russland).

Degn, Paul, Frederik, Diplom-Ingenieur, Bremen, Nordstrasse 37.

Dentler, Heinr., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, New-York Shipbuilding Co. Camden, N. J. b. Philadelphia, U. S. A.

90 Devrient, Rud., Schiffbau-Ingenieur, Stettin Löwestrasse 8.

Dieckhoff, Hans, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. G. Langereihe 110p.

Dietrich, A., Kaiserl. Marine-Bauführer Kiel, Karlstrasse 29 I.

Dietze, E., Schiffbau-Oberingenieur, Rosslau a. E.

Dix, Joh., Kaiserl. Marine-Baumeister, Berlin W 9, Leipziger Platz 13.

95 Dreyer, E., Max, Ingenieur für Schiff- und Maschinenbau, Inspektor des Germanischen Lloyd, Hamburg, Graumannsweg 43.

Dreyer, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Rutschbahn 20 I, Rotherbaum.

Drossel, Aug., Schiffbaumeister, Bredow-Stettin, Oderstrasse 38 I.

Dulckeit, Carl, Maschinenbau-Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga, Altstadt 5, Q. 4.

Dümling, Fr., Direktor, Bremerhaven, Am Deich.

100 Ebert, E. J., Ingenieur, Direktor d. Meidericher Schiffswerft, Meiderich a. Niederrhein.

Eggers, Julius, Ingenieur, Stettin, Arndtstrasse 6 III.

Eichhorn, Osc., Kaiserl. Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Viktoriastrasse 5.

Elley, J. T., Schiffbau-Ingenieur, Lübeck, Fleischhauerstrasse 46.

Elste, R., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Zeughausstrasse 46 I.

105 Elze, Theodor, Schiffbau-Ingenieur, Rosslau a. E., Akazienstrasse 35.

von Essen, W. W., Ingenieur, Hamburg, Rathhausmarkt 8a II.

Euterneck, P., Kaiserl. Marine-Baumeister, Danzig, Petershager Promenade 29 II.

Evans, Charles Herbert, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Schillerstrasse 15.

Evers, C., Techn. Direktor der Firma W. Fitzner, Laurahütte O. S.

110 Evers, Charles, Ingenieur, Dortmund, Gutenbergstrasse 21 I.

Evers, G., Ingenieur, Bremen, Langenstrasse 95.

Falk, W., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. P. Annenstrasse 8.

Fechter, Gust., Schiffbaumeister, Königsberg i. Pr.

Festerling, S., Ingenieur, Hamburg, Hohenfelde, Richardallee 7.

115 Fischer, Fr., Betriebs-Ingenieur, Elbing Altst., Wallstrasse 13.

Flach, H., Kaiserl. Marine-Baurath, Stettin, Friedrich Carlstrasse 36.

Flamm, Osw., Professor der Königl. tech. Hochschule, Charlottenburg, Goethestrasse 78 I.

Fliege, Gust., Oberingenieur des Bremer Vulkan, Vegesack.

Flügel, Paul, Ingenieur und Maschinen-Inspektor, Lübeck, Fischergrube 55 I.

120 Frahm, Herm., Ingenieur, Hamburg, Holstenplatz 14.

Frankenberg, Ad., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Exerzierplatz 13 pt.

Fränzel, Curt, Direktor der Königl. Seemaschinistenschule i. Flensburg, Stuhrs Allee 9.

Frick, Ph., Techn. Direktor der Schiffswerft vorm. H. Merten, G. m. b. H., Danzig, Schutensteg 1.

Fritz, G., Kaiserl. Marine-Baumeister, Berlin W 9, Reichs-Marine-Amt.

125 Früchtenicht, O., Schiffbau-Ingenieur, Werft vorm. Janssen & Schmilinsky A.-G., Steinwärder, Hamburg.

Fuss, Robert, Oberingenieur, Kiel, Dammstrasse 56 II.

Galetschky, W., Ingenieur, Hamburg-Eimsbüttel, Marktplatz 26 I.

Gamst, A., Fabrikbesitzer, Kiel, Eckernförder Chaussee 61.

Gannott, Otto, Geheimer Konstruktions-Sekretär im Reichs-Marine-Amte, Gr. Lichterfelde-West, Holbeinstrasse 5 I.

130 Gätjens, Heinr., Schiffbau-Ingenieur der H.-A. P.-A.-G., Hamburg, Zweibrückenstrasse.

Gaude, Johs., Ober-Ingenieur der Chantiers navals, Ateliers et Fonderies de Nicolaieff, Russland.

Gehlhaar, Franz, Dipl. Schiffbau-Ingenieur, Berlin-Westend, Spandauerberg 8 I.

Gerner, Fr., Maschinen-Ingenieur, Elbing, Fischerstrasse 36 I.

Gierth, R., Betriebsoberingenieur der D. E. G. Kette, Dresden-Plauen, Reisewitzerstrasse 29.

135 Giese, Ernst, Kaiserl. Regierungsrath, Berlin NW., Schleswiger Ufer 10 pt.

Gleim, W., Direktor der Aktiengesellschaft Weser, Bremen.

Gnutzmann, J., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Preusserstr. 13 II.

Goecke, E., Kaiserl. Marine-Bauinspektor, Wilhelmshaven, Victoriastrasse 83 II.

Görris, J., Wirkl. Admiralitätsrath a. D. u. Professor, Berlin W., Winterfeldstrasse 12.

140 Grabowski, E., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Rheinstrasse 14.

Grauert, M., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Bergstrasse 25.

Green, Rudolf, Oberingenieur, Breslau, Alsenstrasse 27 I.

Gronwald, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Unterwiek 10.

Groth, W., Ingenieur b. L. v. Bremen & Co., Hamburg, Rödingsmarkt 38.

145 Grotrian, H., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum zu Hamburg, Hamburg, Barcastrasse 2.

Haack, Otto, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des German. Lloyd, Stettin, Grabowerstrasse 4 III.

Haack, R., Königl. Baurath, Charlottenburg, Kantstrasse 162.

Hadenfeldt, Ernst, Direktor, Hamburg, 2. Vorsetzen 4.

Haedicke, Königl. Fachschul-Direktor, Siegen.

Haensgen, Osc., Maschinenbau-Ingenieur, Flensburger Schiffsbau-Ges., Flensburg. 150

Hahn, Carl, Werftdirektor der Société Anonyme Vulcain Belge, Hoboken-Antwerpen.

Halberstaedter, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Hammar, Hugo G., Schiffbau-Ingenieur, Lindholmens Verkstat A. B. Göteborg, Schweden.

Hansen, F., Schiffbau-Oberingenieur der Germaniawerft, Kiel, Ringstrasse 45 pt.

Harmes, F., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Birkenallee 8a III. 155

Hartmann, C., Erster Revisor der Baupolizeibehörde, Hamburg, Juratenweg 4.

Hartung, Carl Herm., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges. Geestemünde.

Heberrer, F., Ing., Stettin, Birkenallee 30 III.

Hein, Th., Geheimer Konstruktions-Sekretär, im Reichs-Marine-Amte, Charlottenburg, Kaiser Friedrichstrasse 48 II.

Heitmann, Johs., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, St. G. Langereihe 112 pt. 160

Hellwag, Fr., Ingenieur, Hamburg, St. Pauli, Hafenstrasse 63.

Hempe, Gust., Oberingenieur d. Germania, Tegel b. Berlin.

Henke, Gust., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Aeusserer Mühlendamm 24 b.

Hercksen, Joh., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Tegel, Schönebergerstrasse 6 I.

Herner, H., Schiffbau-Ingenieur, Bureauchef der Konstr.-Abtheilung der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga-Hagensberg, Gr. Lagerstrasse 11 Q. 12. 165

Heyn, Bruno, Betriebs-Ingenieur, Elbing, Hospitalstrasse 1.

Hinrichsen, Henning, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Hintze, Wilhelm, Wirkl. Admiralitätsrath a. D., Potsdam, Heinrichstrasse 16.

Hoffert, M., Kaiserl. Marine-Oberbaurath, Berlin NW., Thurmstrasse 30.

170 Hofrichter, Fr., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolfstrasse 12 III.

Hölzermann, Fr., Kaiserl. Marine - Baumeister, Wilhelmshaven, Königstrasse 37.

Hornbeck, C., Techn. Direktor der Reiherstieg Schiffswerfte u. Maschinenfabrik, Hamburg, Kl. Grasbrook.

Hossfeld, P., GeheimerMarine-Baurath, Gaarden-Kiel.

Hotop, R., Schiffbau-Ingenieur, Berlin W. 30, Schwerinstrasse 10 I.

175 Howaldt, G., Königl. Preuss. Kommerzienrath, Kiel, Düsternbrook 75.

Howaldt, jr, Georg, Ingenieur, Neumühlen i. Holstein.

Hüllmann, H., Kaiserl. Marine-Oberbaurath Kiel, Gerhardstrasse 31 I.

Jsakson, Albert, Schiffbau-Ingenieur, Inspektor des Engl. Lloyd. 46 Skeppsbron Stockholm (Schweden).

Jaeger, Johs., Geheimer Marine - Baurath, Wilhelmshaven, Adalbertstrasse 11.

180 Jahn, Paul, Schiffbau-Oberingenieur, Dresden-Neustadt, Leipzigerstrasse 27.

Jahnel, A., Schiffbau-Oberingenieur, Kette, Schiffswerft, Uebigau-Dresden, N.

Jänecke, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr-Danzig, Brunshoferweg 15.

Janke, Paul, Kaiserl. Marine-Baurath a. D., Kattowitz, O. S., Werk Ferrum.

Jappe, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Leoserstrasse 1 pt.

185 Jasse, Max, Kaiserl. Marine - Baumeister, Wilhelmshaven, Roonstr. 75 I.

Jensen, Alb., Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr-Danzig, Brunshöferweg 20.

Jensen, Ernesto, Ingenieur, Rosslau a. E.

Johannsen, W., Schiffbaumeister, Direktor der Danziger Schiffswerft und Maschinenbauanstalt, Johannsen & Co., Danzig.

Johansen, P. C. W., Schiffbau-Ingenieur, Flensburg, Bauer Landstr. 11 I.

190 John, Max, Ingenieur, Gebr. Sachsenberg, Rosslau a. E.

Jörgensen, C., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Königsbergerstrasse 2.

Jülicher, Ad., Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Am Wall 62.

Jungclaus, E. W., Schiffbau-Ingenieur, Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde.

Kasch, Fr., Kaiserl. Marine-Oberbaurath, Kiel, Exercierplatz 6.

195 Kasten, Max, Schiffbau-Ingenieur, Grabow a. O., Breitestrasse 23a III.

Kell, W., Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga (Russland).

Kern, Wilh., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Königsbergerstrasse 9 I.

Keuffel, Aug., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Bremen, Gartenweg 9a.

Kielhorn, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Berlin-Schlachtensee, Eitel Fritzstr. 13 I.

200 Kiepke, Ernst, Maschinen-Ingenieur, Stettin, Karkutschstr. 8. p. r.

Kindermann, B., Baurath, Mitglied des Kaiserl. Schiffsvermessungsamtes, Friedenau bei Berlin, Wielandstr. 28.

Klamroth, Gerhard, Kaiserl. Marine - Baurath, Kiel, Holtenauerstr. 144.

Klawitter, Fritz, Ingenieur u. Werftbesitzer, Danzig, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.

Klawitter, Jul., Schiffbaumeister und Werftbesitzer, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.

205 Kleen, J., Ingenieur, Köln-Deutz, Düsseldorferstr. 1.

Klug, George, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Baumwall 14.

Kluge, Otto, Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Jägersberg 14.

Klust, Herm., Ingenieur, Elbing, Berliner Chaussee 9.

Knaffl, A., Ingenieur, Dresden-A., Lukasstr. 2.

210 Knappe, H., Maschinenbau-Direktor, Neptunwerft, Rostock.

Knorr, Paul, Ingenieur, Lehe (Hannover), Juliusstr. 1.

Koch, Joh., Ingenieur, Neumühlen i. Holstein.

Koch, W., Ing., Lübeck, K. Friedrichplatz 4.

Köhn von Jaski, Th., Kaiserl. Marine-Oberbaurath, Berlin, Joachimsthalerstr. 2.

215 Kolkmann, J., Schiffsmaschinenb.-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Konow, K., Kaiserl. Marine-Baumeister, Hamburg, Harvestehude, Mittelweg 126.

Koop, F., Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum, Bremen, Herderstr. 6.

Kopp, Herm., Schiffbau-Betriebs-Ingenieur, Stettin, Birkenallee 18 III.

Körner, Paul, Ingenieur, Danzig, Schmiedegasse 17 III.

220 Kraft de la Saulx, Ritter Johann, Chef-Ingenieur d. Gesellschaft John Cockerill, Seraing, (Belgien).

Krainer, Paul, Ingenieur, Elbing, Alter Markt 10—11.

Kremer, J. H., Schiffbau-Ingenieur, Elmshorn, Hafenstrasse.

Kretschmer, Otto, Kaiserl. Marine-Oberbaurath, Berlin W., Köthenerstr. 5.

Krey, Rich., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolfstr. 11a. II.

225 Krieger, Ed., Kaiserl. Marine-Oberbaurath, Wilhelmshaven, Gökerstr. 11.

Krüger, Ferd., Civil-Ingenieur, Berlin N. W., Dorotheenstrasse 42 pt., Phoenix, Maschb. G. m. b. H.

Kruth, Paul, Maschinen-Ingenieur, Dresden-Neustadt, Leipzigerstr. 49. I.

Kuchinka, Josef, K. und K. Oberster Schiffbau-Ingenieur, Pola (Oesterreich).

Kuck, Franz, Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Kaiserl. Werft.

230 Kühne, Ernst, Ingenieur, Papenburg a. Ems, Werft von Jos. L. Meyer.

Kuschel, W., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Grabowerstr. 6 II.

Laas, Walter, Betriebs-Ingenieur der Germaniawerft, Kiel, Gasstr. 12 I.

Lange, J. W., Ingenieur, Direktor der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga (Russland).

Lange, Leo, Betriebs-Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga, Schiffsstr. 44.

235 Langner, G., Geheimer Admiralitätsrath u. vortrag. Rath im Reichs-Marine-Amte, Berlin W., Bayreutherstr. 16 I.

Lechner, E., Kaiserl. Marine-Baumeister a. D., Generaldirektor, Köln-Bayenthal, Alteburgerstr. 357.

Lemcke, Max, Ingenieur, Grabow a. O., Alexanderstr. 18.

Leux, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Bureauchef bei F. Schichau, Elbing.

Lex, Karl, Schiffbau-Ingenieur der Stettiner Maschinenb.-Akt.-Ges. Vulcan, Bredow-Stettin.

240 Libbertz, Otto, Generaldirektor a. D., Dresden-Neustadt, König Albertstr. 27 II.

Liddel, Arthur R., Schiffbau-Ingenieur, Langfuhr bei Danzig, Hauptstr. 95 c.

v. Lindern, Kaiserl. Marine-Baurath a. D. Berlin W., Burggrafenstr. 11.

Lipkow, Herm., Ingenieur, Rosslau a. E., Dessauerstr. 47.

Lippold, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Grabowerstr. 3 II.

245 Löfstrand, Gust. L., Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Gustav-Adolfstr 11 b. pt.

Lösche, Joh., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Hohenbergstr. 11 II.

Losehand, Fritz, Maschinen-Ingenieur, Kiel, Germania-Werft.

Lotze, Paul, Ingenieur, Elbing, Aeusserer Mühlendamm 19 I.

Ludewig, Otto, jr., Schiffbaumeister, Rostock, Schiffswerft beim Wendenthor.

250 Ludwig, E., Ingenieur, Grabow, Töpfer-Parkstr. 1 II.

Lühring, F. W., Schiffbau-Oberingenieur, Bremerhaven, Langestr. 32 II.

Malisius, Paul, Kaiserl. Marine-Baumeister, Danzig, II. Damm 5.

Markwart, Th., Ing., Stettin, Neuer Markt 1.

Mechlenburg, K., Kaiserl. Marine-Oberbaurath, Elbing, Jakobstr. 5.

255 Meinke, Aug., Ingenieur der Stett. Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Kiel, Exerzierplatz 4.

Meyer, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Danzig.

Meyer, F., Schiffbau-Ingenieur, Stett. Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Betriebsbureau, Bredow-Stettin.

Meyer, Jos. L., Schiffbaumeister, Papenburg.

Michael, Alfred, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Germania, Tegel.

260 Michelbach, Jos., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Reiherstieg Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg, Kl. Grasbrook.

Milde, Fritz, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Kronprinzenstr. 37 II.

Misch, Ernst, Ingenieur, Berlin NW., Altonaerstr. 18.
Misdorf, J., Ingenieur, Fähr bei Vegesack.
Möller, W., Ingenieur des Germ. Lloyd, Glasgow, Bath Street 102. (Schottland).
265 Moszeick, Anton, Schiffbau - Ingenieur, Berlin W., Alvenslebenstr. 22 II.
Müller, A. C. Th., Ingenieur und Prokurist der Firma F. Schichau, Elbing.
Müller, Carl., Schiffbau-Ingenieur, Berlin NW., Bahnhof Bellevue, Café Gärtner.
Müller, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Oberlehrer am Technikum, Bremen, Rheinstr. 6 pt.
Müller, Gust., Schiffbau-Ingenieur der Oderwerke, Grabow-Stettin.
270 Müller, Paul, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Rosslau a. E., Burgwallstr. 39.
Müller, Rich., Kaiserl. Marine-Baumeister, Berlin SW., Schönebergerstr. 16.

Nawatzki, V., Direktor des Bremer Vulkan, Vegesack.
Neudeck, Georg, Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Karlstr. 42.
Neukirch, Fr., Civilingenieur, Maschineninspektor des Germanischen Lloyd, Bremen, Buchtstr. 59.
275 Neumann, W., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Friedrichstr. 66 pt.
Neumeyer, W., Ingenieur des Nordd. Lloyd, Werft von F. Schichau, Danzig.
Nixdorf, Osw., Betriebsingenieur des Nordd. Lloyd, Stettin, Gudenbergstr. 22.
Nordhausen, Fr., Schiffbau-Oberingenieur, Hamburg-Hamm, Jordanstr. 25.
Nott, W., Geheimer Marine-Baurath, Wilmersdorf, Pariserstr. 9 II.
280 Nüscke, Joh., Schiffbaumeister, Grabow a. O., Baustr. 5—7.

Oertz, Max, Yacht-Konstrukteur, Neuhof am Reiherstieg, Hamburg.
Oestmann, C. H., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Elbing, Traubenstr. 2 I.
Ortlepp, Max, W., Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Sonnenstr. 76 pt.
Otto, H., Schiffbau-Ingenieur, Wilhelmshaven, Ostfriesenstr. 72.
285 Overbeck, Paul, Schiffbau-Ingenieur, Bremen, Act.-Ges. Weser.

Pagel, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 15 III.
Paulus, K., Kaiserl. Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Victoriastr. 80 pt.
Peters, Karl, Ingenieur, Elbing, Kettenbrunnstr. 15 I.
Petersen, Otto, Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Klaus Groth-Platz 5.
Peuss, Otto, Werftbesitzer, i. Fa. Nüscke & Co., Grabow a. O., Breitestr. 23a. 290
Piaud, Léon, Ingenieur i. Hause Delaunay-Belleville & Cie., Chatou, (Seine et Oise) Boulevard de la République 8, (Frankreich).
Pilatus, Rich., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Unterestr. 9 I.
Plate, Otto, Kaiserl. Marine-Baurath a. D., Kiel, Lornsenstr. 39a.
Plehn, Gerhard, Kaiserl. Marine-Baumeister, Hamburg, Klosterallee 39 I.
Poeschmann, C. R., Ingenieur d. Akt.-Ges. Weser, Bremen, Birkenstr. 19a. 295
Pohl, Robert, Ingenieur, Hamburg, Grosse Reichenstr. 27.
Popper, Siegfried, K. und K. Schiffbau-Oberingenieur, Pola, (Oesterreich).
Potyka, Ernst, Schiffbau-Betriebs-Ingenieur der Germania-Werft, Kiel-Gaarden.
Presse, Paul, Kaiserl. Marine-Baumeister, Berlin W., Habsburgerstr. 10.
Protz, Ad., Ingenieur, Elbing, Poststr. 3. 300
Prunner, F. W., Techn., Direktor d. Société Anonyme de Wiborg. (Finland).
Prusse, G., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Koldingstr. 2 pt.
Putscher, Heinr., Schiffbau-Ingenieur, Lehe, Hannastr. 3 I.
v. Putschtschin, N., Schiffbau-Ingenieur der Kaiserl. Russischen Marine, Marinetechnisches Comité, St. Petersburg.

Radermacher, Carl, Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Göthestr. 70. 305
Radmann, J., Schiffbau-Ingenieur, Danzig, Holzmarkt 5.
Rahn, F. W., Schiffbau-Ingenieur, Stettiner Maschb.-Akt.-Ges. Vulkan, Bredow.
Rauchfuss, Marine-Oberbaurath a. D., Werftdirektor, Kiel-Gaarden.

Reimers, H., Kaiserl. Marine-Baumeister. Kiel, Kaiserliche Werft.

310 Reitz, Th., Kaiserl. Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Peterstr. 85 I.

Renner, Wilh., Civil - Ingenieur, Köln, Augustinerplatz 12.

Reuter. H., Ing., Bremer Vulkan, Vegesack.

Rickmers, P.. i. Fa. Rickmers Reismühlen, Rhed. u. Schiffbau-Akt.-Ges. Bremerhaven.

Riechers, Carl, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Elbing, Königsbergerstrasse 18.

315 Rieck, Ch., Ingenieur des Engl. Lloyd, Hamburg, Eimsbüttler Chaussee 141 I.

Rieck, John, Ingenieur, Mitinhaber der Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg, Steinwärder, Norder Elbstrasse 112.

Rieck, Rud., Oberinspektor der Sloman-Linien, New-York, Produce Exchange p. a. Mrs. Funck, Edye & Co.

Riehn, W., Professor der techn. Hochschule, Hannover, Taubenfeld 19.

Riess, D., Dr. phil., Kaiserl. Regierungsrath, Charlottenburg, Stuttgarterplatz 4.

320 Roedel, Georg, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Tegel, Schönebergerstrasse 63 I.

Rosenberg, Conr., Maschinenbau-Oberingenieur, Geestemünde, Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges.

Rosenstiel, Rud., Schiffbau-Ingenieur der Hamburg-Amerika - Linie, Hamburg, Rothenbaum-Chaussee 237.

Roters, F., Ingenieur, Hamburg, Grindel-Allee 157 III.

Rothe, Rud., Maschinenbau-Ingenieur, Stett. Maschb.-Akt.-Ges. Vulkan, Bredow, Stettin.

325 Rotter, Alex., Kaiserl. Wirkl. Admiralitätsrath a. D., Berlin W., Potsdamerstrasse 83 II.

Rottmann, Alf., Schiffbau-Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga, Russland.

Rudloff, Johs., Geheimer Marine-Baurath, Berlin W., Marburgerstrasse 16.

Rusch, Fr., Oberingenieur, Papenburg, Bahnhofstrasse.

Rusitska, Fr., Ingenieur, Hamburg, Eimsbütteler Chaussee 159 III.

330 Sachsenberg, Rich., Direktor bei Gebr. Sachsenberg, Rosslau a. E.

Schaefer, Karl, Ingenieur, Langfuhr bei Danzig, Ulmenweg 1.

Schenk, Otto, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Wilhelmshaven, Müllerstrasse 1 II.

Schirmer, C., Kaiserl. Marine-Baumeister, Berlin W., Habsburgerstrasse 12.

Schlick, Otto, Konsul, Ingenieur, Hamburg, Rathhausmarkt 8a.

Schlüter, Chr., Ingenieur, Stettiner Maschb. Akt.-Ges. Vulkan, Bredow. 335

Schlueter, Fr., Marine-Bauinspektor a. D., Düsseldorf, Worringerstrasse 112.

Schmidt, Eugen, Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Karlstrasse 42.

Schmidt, Harry, Kaiserl. Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Kaiserl. Werft.

Schnack, S., Ingenieur, Flensburg, Grossestrasse 48.

Schnapauff, Wilh., Schiffbau - Ingenieur, Papenburg a. Ems, Hauptkanal 1a. 340

Schneider, F., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg-Hamm, Mittelstrasse 148.

Schömer, W., Werftbesitzer, Tönning,

Schönherr, Paul, Ingenieur, Masch.-Fabr. Germania, Tegel-Berlin.

Schroeder, O., Ingenieur, Grabow a. O., Lindenstrasse 1 II.

Schubart, O., Ing., Masch.-Fabr. Germania, Tegel-Berlin. 345

Schubert, Ernst, Maschinenbau-Techniker, Elbing, Innerer Georgendamm 9.

Schubert, E., Schiffbau-Ingenieur, Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg, Steinwärder.

Schultenkämper, Fr., Betriebs-Ingenieur Masch.-Fabr. Germania, Tegel-Berlin.

Schulthes, K., Kaiserl. Marine-Baumeister a. D., Berlin NW., Calvinstrasse 31 I.

Schultz, Alwin, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Werft von Joh. C. Tecklenborg, Akt.-Ges. Geestemünde. 350

Schultz, Hans L., Civil-Ingenieur, Duhnen-Cuxhaven.

Schultze, Ernst, Ingenieur, Masch.-Fabr. Germania, Tegel-Berlin.

Schulz, R., Direktor, Berlin NW., Flensburgerstrasse 2.

Schulz, Rich., Ingenieur, Werft von F. Schichau, Danzig.

355 **Schulze**, Bernhard, Ingenieur und Masch.-Inspektor des Germanischen Lloyd, Düsseldorf, Bahnstrasse 62.
Schulze, Fr. Franz, Schiffbau-Ingenieur, Elbing, Königsbergerstrasse 76.
Schunke, Geheimer Regierungsrath, Vorstand des Kaiserl. Schiffsvermessungamtes, Berlin W., Ansbacherstrasse 54.
Schütte, Joh., Schiffbau-Ingenieur, Bremerhaven, Deichstrasse 79.
Schwartz, L., Schiffbau - Oberingenieur, Stettin, Kronenhofstrasse 10 I.
360 **Schwarz**, Tjard, Kaiserl. Marine-Oberbaurath und Schiffbau-Betriebsdirektor, Decernent im Reichs-Marineamt, Berlin W., Passauerstrasse 22 II.
Schwerdtfeger, Schiffbau - Oberingenieur, bei J. W., Klawitter, Danzig.
Seidler, Hugo, Schiffbau-Ingen., Berlin N W., Schumannstrasse 2 pt.
Sieg, Alex., Schiffbaumeister, Stettin, Bollwerk 21 III.
Sievers, C., Ingenieur, Hamburg, Paulsplatz 12, St. P.
365 **Smit**, P. jr., Besitzer und Leiter der Schiffswerft und Maschinenfabrik Industrie, Rotterdam, Holland.
Södergren, Ernst, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Birkenallee 30.
Sombeek, C., Schiffbau-Ingenieur, Vegesack, Buchtstrasse 26.
Spieckermann, L., Ingenieur, Hamburg, St. P. Hafenstrasse 118 II.
Staeding, Hugo, Marine-Bauführer a. D., Fabrikdirektor, Köpenick, Linoleumfabrik.
370 **Stammel**, J., Ingenieur, Hamburg, Hansastrasse 19 I.
Steck, R., Oberingenieur, Stettin, Grabowerstrasse 5 III.
Steen, Chr., Maschinen-Fabrikant, Elmshorn, Gärtnerstrasse 91.
Steffen, Ernst, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Grabow a. O., Breitestrasse 37 I.
Steinike, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Danzig.
375 **Stellter**, Fr., Schiffbau-Ingenieur, Wellingdorf bei Kiel, Johannesstrasse 144.
Stockhusen, Schiffbau - Ingenieur, Kiel, Flämischestrasse 7.
Stolz, E., Schiffbau - Ingenieur, Lübeck, Israelsdorfer Allee 22.
Strache, A., Kaiserl. Marine-Baumeister, Wilhelmshaven, Wilhelmstrasse 9 I.
Strebel, Carlos, Schiffsmaschinenbau - Ingenieur, Stett. Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Bredow.
380 **Strüver**, Arnold, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur d. Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Mittelstrasse 3a II.
Stülcken, J. C., Schiffbaumeister, i. Fa. H. C. Stülcken Sohn, Hamburg, Steinwärder.
Süssenguth, H., Kaiserl. Marine-Baumeister, Langfuhr-Danzig, Hauptstrasse 25.

Täge, Ad., Schiffbau - Ingenieur, Stettin, Birken-Allee 12 III.
Techel, H., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Ziegelteich 14 I.
385 **Teucher**, J. S., Ingenieur der Akt.-Ges. Weser, Bremen, Stephanithor-Steinweg 1 c.
Thämer, Carl, Kaiserl. Marine-Oberbaurath, Wilhelmshaven, Adalbertstrasse 3a.
Thiel, Josef, Schiffbau-Direktor des K. und K. Seearsenals in Pola, (Oesterreich).
Thrändorf, Paul, Betriebs-Ingenieur, Stettin, Kronenhofstrasse 22.
Thulesius, D., Direktor, Hamburg, Steinwärder, Schanzenweg 17.
390 **Thumm**, William, F. Diplom-Schiffbau-Ingenieur der William Cramp & Sons, Ship & Engine Building Co., Philadelphia U. S. A.
Timm, A., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, Admiralitätsstrasse 52 II.
Toussaint, Heinr., Oberingenieur bei Blohm & Voss, Hamburg, St. P., Wilhelminenstr. 1 II.
Truhlsen, H., Königl. Baurath, Friedenau, Fregestrasse 72.
Tullinger, Carl, K. und K. Schiffbau-Oberingenieur I. Kl. Wien. Marine-Sektion des Reichskriegsministeriums.

395 **Ullrich**, J., Civil-Ingenieur, Hamburg, Steinhöft 3 II.
Unger, R., Direktor, Akt.-Ges. Weser, Bremen.

Veith, R., Geheimer Marine-Baurath, Kiel, Niemannsweg 38.

Vogeler, H., Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Wall 1 II.

Vollert, Ph. O., Schiffbau-Ingenieur, Kiel, Walkerdamm 9 part.

400 Voss, Ernst, i. Fa. Blohm & Voss, Hamburg, Schröderstiftstrasse 16.

Walter, M., Schiffbau-Oberingenieur, Bremen, Nordd. Lloyd, Centralbureau.

Walter, W., Schiffbau-Ingenieur, Grabow, a. O., Giessereistrasse 13.

Walther, C., Maschinenbau-Ingenieur, Vegesack, Grünestrasse 26.

Wegner, Eugen, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Stettin, Gustav Adolfstrasse 5.

405 Weiss, Georg, Kaiserl. Marine-Baumeister, Gaarden bei Kiel, Schönebergerstrasse 33.

Wellenkamp, Herm., Kaiserl. Marine-Baumeister, Berlin W., Kaiserallee 124.

Werner, A., Schiffbau-Ingenieur, Hamburg, gr. Bleichen 76 II.

Wielert, Wilh., Ingenieur b. L. v. Bremen & Co., Hamburg, Rödingsmarkt 38.

Wiesinger, W., Geheimer Marine-Baurath, Danzig, Kaiserl. Werft.

410 Wilda, Herm., Ingenieur und Oberlehrer f. Maschinenbau, Bremen, Rheinstrasse 3.

Willemsen, Friedrich, Schiffbau-Ingenieur und Besichtiger des Germanischen Lloyd, Düsseldorf, Charlottenstrasse 54.

William, Curt, Kaiserl. Marine-Baumeister, Kiel, Schwanenweg 27.

Wilson, Arthur, Schiffbau-Oberingenieur, Stettin, Kronenhofstrasse 28 II.

Winter, M., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, St. P. Paulinenstrasse 16 III.

415 Wippern, C., Ingenieur, Hamburg, Steinwärder, Norder Elbstrasse.

Witetzki, Alb., Ingenieur, Elbing, Am Lustgarten 3.

Witte, Gust. Ad., Schiffbau-Ingenieur, Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg, Steinwärder.

Worsoe, W., Ingenieur, Masch.-Fabr. Germania, Tegel-Berlin.

Wulff, D., Ober-Inspektor der D. D. Ges. Hansa, Bremen, Altmannstrasse 34.

420 Zarnack, M., Marine-Baurath a. D. und Professor, Berlin W., Kurfürstenstrasse 15.

Zeiter, F., Ingenieur und Oberlehrer am Technikum, Bremen, Bülowstrasse 22.

Zeitz, Oberingenieur, Kiel, Exerzierplatz 6.

Zeltz, A., Schiffbau-Direktor, Akt.-Ges. Weser, Bremen, Olbersstrasse 12.

Zirn, Karl A., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Hamburg, Sophienstrasse 38 II St. P.

425 Zöpf, Th., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga.

II. Mitglieder.

a) Lebenslängliche Mitglieder:

Achelis, Fr., Vicepräsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen, Am Dobben 25.

Brügmann, Wilh., Ingenieur, Hüttenbesitzer und Stadtrath, Dortmund, Bornstrasse 23.

Edye, Alf., i. Fa. Rob. M. Sloman jr., Hamburg, Baumwall 3.

Faber, Joh., Rheder, Wiesbaden, Parkstrasse 26.

430 Fehlert, Carl, Civilingenieur und Patentanwalt, Berlin NW., Dorotheenstrasse 32.

v. Guilleaume, M., Kaufmann, Köln, Apostelnkloster 23.

Heckmann, G., Fabrikbesitzer, Duisburg, Hochfeld.

Huldschinsky, Oscar, Fabrikbesitzer, Berlin W. 10, Matthäikirchstrasse 3a.

Jacobi, C. Adolph, Konsul, Bremen, Mozartstrasse 10.

435 Knaudt, O., Hüttendirektor, Essen a. Ruhr, Juliusstrasse 10.

v. Linde, Dr. Carl, Professor, Thalkirchen b. München.

Loesener, Rob. E., Schiffsrheder, i. Fa. Rob. M. Sloman jr., Hamburg, Baumwall 3.

Lorenz, Heinr., Fabrikdirektor, Berlin SO., Zeughofstrasse 3.

Märklin, Ad., Generaldirektor, Borsigwerk Oberschlesien.

440 Moleschott, Carlo H., Ingenieur, Konsul der Niederlande und des Oranje-Freistaates, Rom, Via Volturno 58.

v. Oechelhaeuser, Wilh., Generaldirektor, Dessau.

Palmié, Heinr., Königl. Sächs. Kommerzienrath, Dresden-Altstadt, Hohestrasse 12.

Plate, Geo, Präsident des Norddeutschen Lloyd, Bremen.

Rinne, H., Hüttendirektor, Essen a. Ruhr, Kronprinzenstrasse 17.

445 Rodenacker, Th., Rheder, Danzig.

Schlutow, Alb., Geheimer Kommerzienrath, Stettin, Rossmarkt 1.

Selve, Gust., Geh. Kommerzienrath, Altena (Westf.).

v. Siemens, Wilh., Fabrikbesitzer, Berlin SW., Markgrafenstrasse 94.

Smidt, J., Konsul, Kaufmann, in Fa. Schröder, Smidt u. Co., Bremen, Sögestrasse 15 A.

450 Stahl, H. J., Königl. Kommerzienrath, Direktor der Stettiner Maschb.-Akt.-Ges. Vulcan, Bredow.

Traun, H. Otto, Fabrikant, Hamburg, Meyerstrasse 60.

Ulrich, R., Verwaltungs-Direktor des Germanischen Lloyd, Berlin NW., Reichstagsufer 16.

Wiegand, H., Dr. jur., Generaldirektor d. Nordd. Lloyd, Bremen, Papenstrasse 5—6.

Woermann, Ed., Konsul, i. Fa. C. Woermann, Hamburg, Gr. Reichenstrasse 27.

b) Ordnungsmässige Mitglieder:

455 Abé, Rich., Ingenieur, Annen (Westf.).

Abel, Rud., Geheimer Kommerzienrath, Stettin, Heumarkt 5.

Achgelis, H., Ingenieur u. Fabrikbesitzer, Geestemünde, Dockstrasse 9.

Aders, W., Kapitän-Leutnant, Kiel, Hohenbergstrasse 24.

Ahlers, O. J. D., Direktor, Bremen, Parkstrasse 40.

460 Albrecht, G., Ingenieur, i. Fa. G. Albrecht & Co., Hamburg, Kl. Reichenstrasse 17.

Amsinck, Arnold, Rheder, Hamburg, Cremon 38 I.

Amsinck, Th., Direktor der Hamburg-Südamerikan. Dampfschifff.-Ges, Hamburg, Holzbrücke 8 I.

von Appen, Aug., Schiffsbesichtiger, Hamburg, Feldstrasse 36 II.

Arenhold, L., Korvetten-Kapitän a. D., Kiel, Düsternbrook 104.

465 v. Arnim, V., Kontre-Admiral, Inspekteur des Bildungswesens der Marine, Kiel.

Arntzen, A., Techn. Direktor der Central-Akt.-Ges. für Tauerei und Schleppschifffahrt, Ruhrort.

Baare, B., Königl. Preuss. Kommerzienrath, Berlin NW. 40, Alsenstrasse 8.

Baare, Fritz, Königl. Preuss. Kommerzienrath, Generaldirektor des Bochumer Vereins, Bochum.

Ballin, General - Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Dovenfleth 18/21.

470 Barandon, C., Kontre-Admiral a. D., Kiel, Niemannsweg 67a.

Bauer, M. H., Schiffbau-Ingenieur, Assistent an der Königl. techn. Hochschule, Berlin W. 50, Passauerstrasse 43.

Baumann, M., Walzwerks-Chef, Burbach a.S., Hochstrasse 17.

Becker. Max, Ingenieur, Charlottenburg, Schillerstrasse 101.

Beehler, William H., Commander, U. S, Navy, Marine - Attaché b. d. Amerikanischen Botschaft, Berlin W., Rankestrasse 29 I.

475 Bendemann, Felix, Vice-Admiral, Chef des Kreuzergeschwaders, Berlin W., Kurfürstendamm 241.

Berghoff, O., Kaiserl. Marine-Bauführer, Kiel, Muhliusstrasse 2 II.

Berlien, G., Direkt. d. Reiherstieg Schiffswerfte u. Maschfabr. Hamburg, Kl. Glasbrook.

Bernitt, Ad. F., Direktor der Hamburg-Südamerikan. Dampfschifff.-Ges., Hamburg, Holzbrücke 8 I.

Bier, A., Amtl. Abnahme-Ingenieur, Völklingen a. d. Saar.

480 von Bippen, Arn., Kaufmann, Hamburg, Admiralitätsstrasse 52.

Bissinger, H., Baurath a. D., Techn. Direktor d. Elektr.-Akt.-Ges. vorm. Schuckert & Co., Nürnberg, Tuchergartenstrasse 3 I.

Bluhm, E., Fabrikdirektor, Berlin S., Ritterstrasse 12.

Bohlen, J. F. Eduard, General-Konsul, Rheder, Hamburg, Gr. Reichenstrasse 27.

Bramslöw, F. C., Rheder, Hamburg, Admiralitätsstrasse 17 I.

485 Breda, H., Ingenieur, Friedenau b. Berlin, Rheinstrasse 6.

von Bremen, L., Fabrikbesitzer, Kaiserl. Russischer Konsul, Kiel, Lorentzendamm 10.

Bremermann, Joh. F., Lloyd-Direktor, Bremen.

Breuer, L. W., Ingenieur, i. Fa. Breuer, Schumacher & Co., Kalk b. Köln Rh., Hauptstrasse 315.

Briede, Otto, Ingenieur, Direktor der Benrather Maschinenfabrik-Akt.-Ges., Benrath b. Düsseldorf.

490 Brock, G. A., Kaufmann, Hamburg, Neue Gröningerstrasse 30 I.

Brunner, Karl, Ingenieur, Mannheim. H. 9. 2. III.

Büttner, Dr. Max, Ingenieur, Berlin W., Rankestrasse 17 I.

Cellier, A., Schiffsmakler, Hamburg, Neuer Wandrahm 1.

Dahlström, H., Direktor d. Nordd. Bergungs-Vereins, Hamburg, Ness 9 II.

495 Dahlström, W. jr., Direktor der Rhederei Aktien-Gesellschaft von 1896, Hamburg, Vorsetzen 15 I.

Danneel, Fr., Dr. jur., Geheimer Admiralitätsrath, Berlin-Grunewald, Trabenerstrasse 2.

Debes, Ed., Fabrikdirektor, Hamburg, Hannöverscher Platz 2.

Deissler, Rob., Ing., Berlin SO., Elsenstr. 2.

Dennerlein, O., Kaufmann, Hamburg, Steinhöft 13.

v. Diederichs, Otto, Vice-Admiral, Chef des Admiralstabes der Marine, Berlin W., Königgrätzerstrasse 132. 500

Diederichsen, Otto, Kontre-Admiral, Direktor des technischen Departements des Reichs-Marine-Amtes, Berlin.

Diederichsen, H., Schiffsrheder, Kiel.

Diederichsen, Julius, Maschinen-Inspektor, Altona, Königstrasse 223 II.

Doehring, Heinr., Direktor der Hanseat. Dampfschifff.-Ges., Lübeck.

Domansky, Max, Kaufmann, Danzig, Brodbänkengasse 28. 505

Dreger, P., Hüttendirektor, Peine bei Hannover.

Duncker, Arthur, Assekuradeur, Hamburg, Trostbrücke 1, Laeiszhof.

Dürr, Gust., Direktor, Düsseldorf, Grafenberger Chaussee 81.

Eberhardt, Emil, Maschinen-Inspektor, Stettin, Bollwerk 21.

Ecker, Dr. jur., Syndikus der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Dovenfleth 18/21. 510

Eckmann, C. John, Maschinen-Inspektor der Deutsch-Amerikan. Petrol.-Ges., Hamburg, Paulstrasse 38.

Ehrhardt, L., Fabrikbesitzer, Malstatt-Burbach, St. Johannerstrasse.

v. Eickstedt, A., Kapitän z. See, Charlottenburg, Schillerstrasse 127 III.

Einbeck, Joh., Dr. phil., Ingenieur, Berlin W., Kurfürstendamm 218.

Elvers, Ad., Schiffsmakler, Hamburg, Steinhöft 8. 515

Engel, K., Mitinhaber der Werft von Heinr. Brandenburg, Hamburg, Rothenbaum-Chaussee 15.

von Essen, W. S., Maschinen-Inspektor, Hamburg, Tornquiststrasse 41.

Fitzner, R., Fabrikbesitzer, Laurahütte O.-S.

Folkerts, H., Staatl. geprüft. Bauführer, Friedenau b. Berlin, Bismarckstrasse 23 I.

Franzen, Fr., Direktor der Hamburg-Südamerikan. Dampfschifff.-Ges., Hamburg. 520

de Freitas, Carlos, Rheder, i. Fa. A. C. de Freitas & Co., Hamburg, Ferdinandstrasse 15 I.

Frese, Herm., Mitglied des Reichstages, Kaufmann, i.F. Frese, Ritter & Hillmann, Bremen.

Friedrich, Osc., Hüttendirektor, Duisburg, Kronprinzenstrasse.

de Fries, Wilhelm, Fabrikdirektor, Düsseldorf, Haraldstrasse 8.

525 Galli, Johs., Hüttendirektor, Annen i. W. Gussstahlwerk.

Gathmann, A., Direktor, Berlin W., Tauenzienstrasse 9.

Gebauer, Alex, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

van Gendt, Hans, Betriebsdirektor, Magdeburg-Buckau, Schönebeckerstrasse 88.

Genest, W., Direktor der Akt.-Ges. Mix & Genest, Berlin W., Bülowstrasse 67.

530 Gillhausen, G., Ingenieur, Mitglied des Direktoriums d. Fa. Fried. Krupp, Essen.

Graefe, E., Direktor der Akt.-Ges. Weser Bremen, Contrescarpe 186.

Graemer, Osc., Fabrikant, Coblenz-Lützel.

Griebel, Franz, Rheder, Stettin, Grosse Lastadie 56.

Gross, Karl, Konsul u. Kaufmann, Brake (Oldenburg), Lindenstrasse 15.

535 Grunow, Roderich, Kaufmann, Stettin, Kronenhofstrasse 17a.

Guilleaume, E., Direktor der Carlswerke, Mühlheim a. Rh.

Gümbel, L., Ingenieur, Hamburg, Zweibrückenstrasse. Technisches Bureau der Hamburg-Amerika Linie.

Haberland, Gustav Emil, Kapitän a. D., Hamburg, Schwanewiek 30.

v. Halle, Dr. Ernst, Universitätsprofessor, Berlin, Achenbachstrasse 2 I.

540 Hamelmann, Fr., Oberinspektor des Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Schifferstrasse 31.

Harbeck, Martin, Hamburg, St. P. Glashüttenstrasse 37—40.

Harms, Otto, Vorstand der Deutsch-Austral. D. G. Hamburg, Trostbrücke 1.

Hartmann, Aug., Kaufmann, Netherfield House, Weybridge, Surrey.

Hartmann, Geo, Rheder, Newlands, Thames Ditton, Surrey.

Hartmann, P., Ingenieur des Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Bürgermeister Smidtstrasse 119. 545

Hartmann, Wm., Rheder, Tangley Mere, Chilworth, Surrey.

Hechelmann, G., Fabrikant naut. Instrumente, Hamburg, 1. Vorsetzen 3.

Heidmann, J. H., Kaufmann, Hamburg, Hafenstrasse 97.

Heise, A., Maschinen-Inspektor des Nordd. Lloyd, Bremerhaven, Ankerstrasse 32.

Heldt, Karl, Schiffbau-Ingenieur, Altenbrake i. Holstein. 550

Hertz, Ad., Rheder, Deutsche Ost-Afrika-Linie, Hamburg, gr. Reichenstrasse 25.

Hess, Henry, Direktor der Deutschen Niles-Werkzeugmaschinenfabrik, Ober-Schöneweide b. Berlin.

Heumann, W., Fabrikdirektor, Grabow a. O.

Heyne, Walter, Rheder, i. Fa. Heyne & Hessenmüller, Hamburg, b. d. Mühren 66/67.

Hirschfeld, Ad., Dampfkessel-Revisor der Baupolizei-Behörde, Hamburg, Grosse Allee 22. 555

Hitzler, Th., Schiffbau-Ingenieur, Lauenburg, (Elbe), Schiffswerft und Maschinenfabrik.

Hopf, Wilhelm, Ingenieur, Malstatt-Burbach, Wilhelmstrasse.

v. Höveling, Emil G., Fabrikant, Hamburg, Steinhöft 13.

Hübner, K., Direktor, Berlin NW., Spenerstrasse 35.

Iblder, Carl, Ingenieur, Bremerhaven, Deich 24. 560

Ilgenstein, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Berlin W., Ansbacherstrasse 19.

Ingenohl, Friedrich, Korvetten-Kapitän, Berlin W9, Leipzigerplatz 13.

Ivers C. Schiffsrheder, Kiel.

Jacobsen, Hermann, Korvetten-Kapitän, Berlin W9, Leipzigerplatz 13.

Jakobsen, J., Schiffbau-Ingenieur der Schiffswerft und Maschinenfabrik Akt.-Ges. vorm. Lange & Sohn, Riga, Schiffstrasse 48. (Russland.) 565

Jencke, Geheimer Finanzrath, Essen a. Ruhr.
Jensen, Gust., Marine-Bauführer, Friedenau, Lauterstrasse 32 I.
Johannsen, Kaiserl. Maschinen-Oberingenieur, a. D., Lübeck, Gertrudenstr. 5 I.
Jordan, Paul, Direktor der Allgem. Elektr.-Ges., Berlin, Thiergartenstrasse 26a.
570 Jörgensen, C. M. D., Inspektor der Rhederei Rob. M. Sloman jr., Hamburg, Baumwall 3.
Jürgens, R., Ingenieur, Hamburg, Spaldingstrasse 150 II E. I.

Kaie, Alf., Civil-Ingenieur, Hamburg, Dammthorstrasse 25.
Kampffmeyer, Theodor, Ingenieur, Berlin, Kaiserin Augustastrasse 69.
Kapp, Gisbert, Ingenieur, Berlin N. 24., Monbijouplatz 3.
575 Karcher, E., Bureauchef, Burbach-Saarbrücken, Hochstrasse 11.
Kauermann, August, Oberingenieur, Duisburg, Viktoriastrasse 38.
Kayser, M., Direktor der Eisenhütte Phoenix, Eschweiler-Aue.
Keetman, Th., Kommerzienrath, Duisburg Mühlheimerstrasse 39.
Kelly, Alexander, Direktor v. H. Napier Brothers Limtd., Glasgow, Heyde-Park Street 100. (Schottland).
580 Kiewitt, R., Ingenieur und Mitinhaber der Firma L. von Bremen & Co., Hamburg, Eppendorfer Chaussee 117.
Kins, Johs., Direktor der Dampfschifff.-Ges. Stern, Berlin SO., Brückenstrasse 13 I.
Kintzel, Torpeder-Leutnant, Geestemünde, Borriesstrasse 26 pt.
Kippenhan, Ph., Schiffs- und Maschineninspektor der Mannheimer Dampfschifff.-Ges., Mannheim.
Klawitter, Willi, Kaufmann u. Werftbesitzer, i. F. J. W. Klawitter, Danzig.
585 Klée, W., Kaufmann i. Fa. Klée & Koecher, Hamburg, Hohe Bleichen 49.
Klemperer, F., Direktor der Berliner Maschinenbau A. G. vorm. L. Schwartzkopff, Berlin N. 4., Chausseestr. 17/18.
Klock, Chr., Ingenieur, Hamburg, Bismarckstrasse 5 pt.

Knust, H., Kapitän a. D., Stadtrath, Stettin, Bismarckstrasse 1.
Koebke, Dr. phil., Oberingenieur, Charlottenburg, Kantstrasse 28.
590 Korten, B., Direktor, Malstatt-Burbach, Hochstrasse 19.
Kosegarten, Max, Direktor der Deutschen Niles-Werkzeug-Maschinenfabrik, Berlin, NW. 6, Dorotheenstrasse 43-44.
Krause, Max, Ingenieur, und Direktor von A. Borsig's Berg- und Hüttenverwaltung, Berlin N., Chausseestrasse 6.
Kreymann, L., Vorsteher der Maschinistenschule, Lübeck, Johannisstrasse 67.
Kuchenbuch, Ernst, Direktor der Sächs.-Böhm. Dampfschifff.-Ges., Dresden-Altstadt, Gerichtstrasse 26.
595 Küpper, Carl, Direktor des Hochfelder Walzwerks Akt.-Ver., Duisburg a. Rh.

Lampe, Kaiserl. Marine-Bauführer, Wilhelmshaven, Wallstrasse 28 I.
Lange, Rob., i. Fa. Lange Gebr., Hamburg, gr. Bleichen 53 III.
Langreuter, H., Kapitän des Nordd. Lloyd, Bremerhaven.
Lans, W., Korvetten-Kapitän, Berlin W 9, Königgrätzerstrasse 132.
600 Lass, F., Ingenieur, Hamburg, Sophien-Allee 18.
Laue, Wm., Generaldirektor, Berlin W., Lützowplatz 3.
Lehmann, Kaiserl. Marine-Stabsingenieur, Kiel, Feldstrasse 54.
Leist, Chr., Direktor des Nordd. Lloyd, Bremen, Papenstrasse 5-6.
Leopold, Direktor, Hoerde.
605 Loesener, Fr., sen., Rheder, Hamburg, Baumwall 3.
Loesener-Sloman, Fr., i. Fa. Rob. M. Sloman jr., Hamburg. Baumwall 3.
Loewe, J., Kommerzienrath, Generaldirektor von Ludw. Loewe & Co. Akt.-Ges., Berlin, NW. 6., Dorotheenstrasse 42-43.
Lorenz, Dr. Hans, Dipl. Ingenieur, Professor, Halle a. S., Mühlweg 26.
Lüders, Peter W., Ingenieur, Berlin W., Potsdamerstrasse 23a.

610 Mainzer, Bruno, Schiffbau-Ingenieur, Danzig, Werft von F. Schichau.

Mathies, Carl, Rheder, i. Fa. L. F. Mathies & Co., Hamburg, Grimm 27.

Mathies, Osk., i. Fa. L. F. Mathies & Co., Hamburg, Grimm 27.

Mendelssohn, A., Staatsanwaltschaftsrath, Potsdam, Neue Königstrasse 65.

Merck, Johs., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Dovenfleth 18-21.

615 Merkel, Carl, Ingenieur i. Fa. Willbrandt & Co., Hamburg, Kajen 24.

Meuss, Fr., Kapitän z. See z. D., Berlin W., Vossstrasse 20.

Meyer, Franz, Regierungs-Bauführer, i. Fa. Jos. L. Meyer, Papenburg.

Meyer, Johs., Kaiserl. Marine-Bauführer, Wilhelmshaven.

Meyer, Josef, Dipl. Ingenieur. Charlottenburg, Kantstrasse 28.

620 Meyer, Ludolph, Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Dovenfleth 18-21.

Mintz, Maxim., Ingenieur und Patentanwalt, Berlin W., Unter den Linden 11.

Moeller Gustav, Vertreter der Hamburg-Südamerik. Dampfsch.-Ges. in Montevideo, Hamburg, Lübeckerstrasse 29.

Moldenhauer, Louis, Direktor der Akt.-Ges. Gebr. Böhler & Co., Berlin NW., Altonaerstrasse 17.

Momber, Bruno, Dipl. Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Charlottenburg, Herderstr. 6 pt.

625 v. Münstermann, E., Fabrikbesitzer, Ludwigshütte — Kattowitz O.-S.

Newman, Alfred R., Rheder, London EC., Lime Street 38.

Niedt, Otto, Generaldirektor der Huldschinsky'schen Hüttenwerke, Akt.-Ges. Gleiwitz, O.-Schlesien.

Niemeyer, Georg, Fabrikbesitzer, Hamburg, Steinwärder, Neuhoferstrasse.

Noske, Fedor, Ingenieur und Fabrikant, Altona, Arnoldstrasse.

630 v. Ohlendorff, Dr. phil., Walter, Kaufmann, Hamburg, Bergstrasse 27 II.

O'Swald, Alfr., Rheder, Hamburg, Grosse Bleichen 22.

Ott, Hüttendirektor, Dillingen a. d. Saar.

Overweg, O., Kaufmann, Hamburg, Rödingsmarkt 24.

Pagenstecher, Gust., Kaufmann, Vorsitz., im Aufsichtsrath der Akt.-Ges. Weser, Bremen, Parkstrasse 9.

Patrick, J., Ingenieur u. Fabrikant, Frankf. a. M. 635

Paucksch, Otto, Fabrikdirektor, Akt.-Ges. H. Paucksch, Landsberg a. W.

Pepper, Gust., Kaufmann, Hamburg, Rödingsmarkt 24.

Peters, Th., Königl. Baurath, Berlin NW., Charlottenstrasse 43.

Philipp, Otto, Ingenieur, Berlin W., Unter den Linden 15.

Philippi, Carl, Direktor der D. E. G. Kette, 640 Dresden.

Piper, C., Direktor der Neuen Dampfer-Compagnie, Stettin.

Podeus, H., Kommerzienrath, Wismar.

Poock, Jos., Korvetten-Kapitän z. D., Kiel, Kaiserl. Werft.

Predöhl, Dr. jur., Max, Senator, Hamburg, Alsterterrasse 8.

Preuss, Aug., Königl. Ital. Konsul, i. Fa. Rob. 645 Kleyenstüber & Co., Königsberg i. Pr.

v. Prittwitz und Gaffron, Kurt, Kontre-Admiral, Oberwerftdir., Danzig, Werftgasse 4c.

v. Radinger, Carl Edler, Ingenieur bei F. Schichau, Elbing, Hospitalstrasse 3a.

Rahtjen, Heinr., Kaufmann und Fabrikant, Bremerhaven, Lloydstrasse 18.

Rahtjen, John, Kaufmann, Hamburg, Mittelweg 19.

Raps, Dr. Prof. Aug., Direktor von Siemens & 650 Halske, Berlin S W., Markgrafenstrasse 94.

Raspe, K., Dipl. Schiffbau-Ingenieur, Charlottenburg, Grolmanstrasse 61 III.

Rathenau, Emil, Geheimer Baurath, Generaldirektor der Allgem. Elektr.-Ges., Berlin NW., Schiffbauerdamm 22.

Rathenau, Erich, Direktor der Allgem. Elektr.-Ges., Berlin NW., Schiffbauerdamm 22.

Rathenau, Dr. W., Direktor der Allgem. Elektr.-Ges., Berlin NW., Schiffbauerdamm 22.

655 **Rieckhoff**, Georg, Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Rosslau a. E., Lindenstrasse 31 III.

Riedemann, Wilhelm, Kommerzienrath Hamburg, Paulstrasse 38.

v. **Ripper**, Julius, K. und K. Linienschiffs-Kapitän. K. und K. See-Arsenal Pola, Oesterreich.

Rischowski, Alb., Vertreter der Firma Caesar Wollheim, Breslau, Wallstrasse 23.

Rogge, A., Marine-Oberstabs-Ingenieur a. D., Charlottenburg, Knesebeckstrasse 16 I.

660 v. **Rolf**, W., Freiherr, Direktor der Dampfschifff.-Ges. f. d. Nieder- u. Mittel-Rhein, Düsseldorf, Tellstrasse 8.

Rump, Wilh., Kaufmann, Hamburg, Gr. Reichenstrasse 1.

Ruperti, Oscar, Kaufmann, in Firma H. J. Merck & Co., Hamburg, Dovenhof 6.

Sachsenberg, P., Kaufmann und Fabrikbesitzer, Rosslau a. E.

Sanders, Ludwig, Kaufmann, Hamburg, Rathhausmarkt 15.

665 **Sartori**, A., Geheimer Kommerzienrath, Kiel, Wall 48.

Sartori, A., jr., Konsul und Rheder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.

Sartori, P., Konsul und Rheder, in Fa. Sartori & Berger, Kiel.

Schaubach, M., Fabrikant, Coblenz-Lützel.

Schiess, Ernst, Kommerzienrath und Fabrikbesitzer, Düsseldorf.

670 **Schinckel**, Max, Vorsitzender der Reiherstieg Schiffswerfte und Maschinenfabrik, Hamburg, Adolphsbrücke 10.

Schlüter, A., Vorstand der Nord-Ostsee-Rhederei, Hamburg, Artushof, Gr. Bleichen.

Schmidt, Henry, General-Sekretair des Vereins Hamburger Assekuradeure, Hamburg.

Schmitt, E., Königl. Baurath, Pillau, Ostpreussen.

Schrödter, E., Ingenieur, Düsseldorf, Jacobistrasse 5.

675 v. **Schuckmann**, H., Kontre-Admiral, Oberwerftdirektor, Wilhelmshaven, Marktstrasse 2a.

Schümann, Königl. Regierungs-Baumeister, Berlin W., Motzstrasse 73.

Schütze, Ed., Kapitän-Expert, Hamburg, Eimsbüttel, Tornquiststrasse 58 II.

Schultze, Aug., Direktor der Oldenburg-Portug. Dampfschiffs-Rhederei, Oldenburg i. Gr.

Schumacher, Caspar, Ingenieur, Vorstandsmitglied der Werkzeugmaschinenfabrik Breuer, Schumacher & Co., Akt.-Ges., Kalk b. Köln Rh., Hauptstrasse 207.

680 **Schwanhäusser**, Wm., Direktor der Worthingon-Pumpen Comp., Berlin C., Kaiser Wilhelmstrasse 48.

Seebohm, H. Rud., Königl. Kommerzienrath u. Generaldirektor, Burbacherhütte.

Sehmer, Th., Fabrikbesitzer, St. Johann a. d. Saar, Mainzerstrasse 95.

Seiler, Max, Ingenieur, Grünau-M., Bahnhofstrasse 2 I.

Selck, Fr. W., Kommerzienrath, Flensburg.

685 v. **Senden-Bibran**, Gust. Freiherr, Vice-Admiral, Chef des Marine-Kabinets Sr. Majestät des Kaisers, Berlin, Vossstrasse 25.

Siebert, F., Direktor der Firma F. Schichau, Elbing.

Sieg, Waldemar, Kaufmann u. Rheder, Danzig, Brodbänkengasse 14.

Slaby, Ad., Professor, Dr., Geheimer-Reg.-Rath, Charlottenburg, Sophienstrasse 4.

Springorum, Fr., Direktor der Eisen- und Stahlwerke Hoesch, A.-G. Dortmund, Eberhardtstrasse 20.

690 **Steinbiss**, Karl, Königl. Eisenbahn-Direktor, Altona, Sonninstrasse 19 pt.

Stenzel, Alfr. Kapitän z. See a. D., Göttingen, Obere Karspüle 45.

Stephan, Karl, Civil-Ingenieur, Hamburg, Moltkestrasse 50a.

Strokarck, Ad., Rheder, i. Fa. Rob. M. Sloman jr., Hamburg, Baumwall 3.

Süssenguth, W., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

695 **Tecklenborg**, Ed., Kaufmann, Direktor der Schiffswerft von Joh. C. Tecklenborg Akt.-Ges., Geestemünde.

Thiele, Ad., Kapitän z. See, Wilhelmshaven, Adalbertstrasse 3.

Thomsen, Aug. Vice-Admiral, Chef der Marinestation der Nordsee, Wilhelmshaven.

Thumann, G., Kapitän des Nordd. Lloyd, Vegesack.

Thyen, Heinr. O., i. Fa. G. H. Thyen, Brake (Oldenburg).

700 Tietgens, G. W., Kaufmann, Vorsitzender im Aufsichtsrathe der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Gr. Reichenstrasse 51.

v. Tirpitz, Alfr., Vice-Admiral, Staatsminister und Staatssekretär des Reichs-Marine-Amtes, Berlin W. 9, Leipzigerpl. 13.

Tonne, Carl Gust., Königl. Kommerzienrath, Magdeburg, Villa auf dem Werder.

Truppel, Osc., Kapitän zur See, Berlin W. 9, Leipzigerpl. 13.

Tull, Kommerzienrath, Dortmund, Burgstrasse 15.

705 Tull, L., Direktor, Hoerde i. W.

Vanselow, Joh., Fregatten-Kapitän z. D., Kiel, Bartels-Allee 16.

Vielhaben, Dr. jur., Rechtsanwalt, Hamburg, Hohe Bleichen 31.

van Vloten, Hütten-Direktor, Hoerde i. W.

Volckens, Wm., Königl. Kommerzienrath, Hamburg, Admiralitätsstrasse 52-53.

710 Vollbrandt, Adolf, Kaufmann, Hamburg, Schlüterstrasse 60.

Vorwerk, Ad., Vorsitzender der D. D. Ges. Kosmos, Hamburg, Paulstrasse 29.

Vossnack, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Bremerhaven, Geestrasse 18.

Wahl, Rud., Rheder, Köln a. Rh., Kaiser Wilhelm-Ring 40.

Wätjen, Georg W., Konsul und Rheder, Bremen, Papenstrasse 24.

Wallmann, Fregatten-Kapitän, Berlin W. 9, Leipzigerpl. 13. 715

Weinlig, O. Fr., Hütten-Direktor, Dillingen a. d. Saar.

Wendenburg, H., Schiffbau-Ingenieur, Schöneberg, Siegfriedstrasse 4.

Wentzel, O., Fregatten-Kapitän und Marine-Attaché, Rom, Via Boncompagni 53.

Wessel, Joh., Fr., Senator, Bremen, Langenstrasse 86 I.

Wichmann, Alfred O., Kaufmann, Hamburg, Mauerwall 21. 720

Wiebe, Ed., Schiffsmaschinenbau-Ingenieur, Werft von F. Schichau, Elbing.

Wiengreen, Heinr., Maschinen-Inspektor, Hamburg, Weidenallee 32 I.

Wiethaus, O., Königl. Kommerzienrath u. Generaldirektor, Hamm i. W.

Witt, J., Kaufmann i. Fa. Witt & Büsch, Hamburg, Gr. Bleichen.

Woermann, Ad., Kaufmann, Hamburg, Gr. Reichenstrasse 27. 725

Wolff, G., Geheimer Oberbaurath, z. D. Charlottenburg, Grolmanstrasse 22.

Wolff, G., Direktor der Hamburg-Amerika-Linie, Hamburg, Dovenfleth 18-21.

Zeise, Alf., Ingenieur, i. Fa. Theodor Zeise, Ottensen-Altona.

Zetzmann, Ernst, Schiffbau-Ingenieur, Berlin W., Leipziger Platz 13.

Zimmer, A., Schiffsmakler und Rheder, i. Fa. Knöhr & Burchard Nfl., Hamburg, Steinhöft 8. 730

Abgeschlossen am 31. December 1900.

Die Gesellschaftsmitglieder werden im eigenen Interesse ersucht, jede Wohnungsveränderung sofort auf besonderer Karte dem Geschäftsführer anzuzeigen.

II. Satzungen.

(Angenommen in der konstituirenden Generalversammlung am 23. Mai 1899 in Berlin.)

I. Sitz der Gesellschaft.

§ 1.

Sitz.

Die am 23. Mai 1899 gegründete „Schiffbautechnische Gesellschaft“ hat ihren Sitz in Berlin und ist dort beim Königlichen Amtsgericht I als Verein eingetragen.

II. Zweck der Gesellschaft.

§ 2.

Zweck.

Zweck der Gesellschaft ist der Zusammenschluss von Schiffbauern, Schiffsmaschinenbauern, Rhedern, Officieren der Kriegs- und Handelsmarine und anderen mit dem Seewesen in Beziehung stehenden Kreisen behufs Erörterung wissenschaftlicher und praktischer Fragen zur Förderung der Schiffbau-Technik.

§ 3.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes.

Mittel zur Erreichung dieses Zweckes sind:

1. Versammlungen, in denen Vorträge gehalten und besprochen werden.
2. Drucklegung und Uebersendung dieser Vorträge an die Gesellschaftsmitglieder.
3. Stellung von Preisaufgaben und Anregung von Versuchen zur Entscheidung wichtiger schiffbautechnischer Fragen.

III. Zusammensetzung der Gesellschaft.

§ 4.

Gesellschaftsmitglieder.

Die Gesellschaftsmitglieder sind entweder:

1. Fachmitglieder,
2. Mitglieder, oder
3. Ehrenmitglieder.

§ 5.

Fachmitglieder.

Fachmitglieder können nur Herren in selbstständigen Lebensstellungen werden, welche das 28. Lebensjahr überschritten haben, einschliesslich ihrer Ausbildung, bezw. ihres Studiums, 8 Jahre im Schiffbau oder Schiffsmaschinenbau thätig gewesen sind, und von denen eine Förderung der Gesellschaftszwecke zu erwarten ist.

§ 6.

Mitglieder.

Mitglieder können alle Herreu in selbstständigen Lebensstellungen werdeu, welche vermöge ihres Berufes, ihrer Beschäftigung, oder ihrer wissenschaftlichen oder praktischen Befähigung im Stande sind, sich mit Fachleuten an Besprechungen über den Bau, die Einrichtung und Ausrüstung, sowie die Eigenschaften von Schiffen zu betheiligen.

§ 7.

Ehrenmitglieder.

Zu Ehrenmitgliedern können vom Vorstande nur solche Herren erwählt werden, welche sich um die Zwecke der Gesellschaft hervorragend verdient gemacht haben.

IV. Vorstand.

§ 8.

Vorstand.

Der Vorstand der Gesellschaft setzt sich zusammen aus:

1. dem Ehrenvorsitzenden,
2 dem geschäftsführenden Vorsitzenden,
3. dem stellvertretenden Vorsitzenden,
4. mindestens vier Beisitzern.

§ 9.

Ehren-Vorsitzender.

An der Spitze der Gesellschaft steht der Ehrenvorsitzende, welcher in den Hauptversammlungen den Vorsitz führt und bei besonderen Anlässen die Gesellschaft vertritt. Demselben wird das auf Lebenszeit zu führende Ehrenamt von den in § 8 unter 2—4 genannten Vorstandsmitgliedern angetragen.

§ 10.

Wahl der Vorstands-mitglieder.

Die beiden Vorsitzenden und die fachmännischen Beisitzer werden von den Fachmitgliedern aus ihrer Mitte gewählt, während die anderen Beisitzer von sämmtlichen Gesellschaftsmitgliedern aus den Mitgliedern gewählt werden.

Werden mehr als vier Beisitzer gewählt, so muss der fünfte Beisitzer ein Fachmitglied, der sechste ein Mitglied sein, u. s. f.

§ 11.

Ergänzungs-wahlen des Vorstandes.

Die Vorstandsmitglieder werden auf die Dauer von drei Jahren gewählt. Im ersten Jahre eines Trienniums scheiden der geschäftsführende Vorsitzende und die Hälfte der nicht fachmännischen Beisitzer aus; im zweiten Jahre der stellvertretende Vorsitzende und die Hälfte der fachmännischen Beisitzer; im dritten Jahre die übrigen Beisitzer. Eine Wiederwahl ist zulässig.*)

§ 12.

Ersatzwahl des Vorstandes.

Scheidet ein Vorstandsmitglied während seiner Amtsdauer aus, so muss der Vorstand einen Ersatzmann wählen, welcher verpflichtet ist, das Amt anzunehmen und bis zur nächsten Hauptversammlung zu führen. Für den Rest der Amtsdauer des ausgeschiedenen Vorstandsmitgliedes wählt die Hauptversammlung ein neues Vorstandsmitglied.

§ 13.

Geschäftsleitung.

Der Vorstand leitet die Geschäfte und verwaltet das Vermögen der Gesellschaft. Er stellt einen Geschäftsführer an, dessen Besoldung er festsetzt.

---

* Die erste Neuwahl findet im Jahre 1902 statt.

Der Vorstand ist nicht beschlussfähig, wenn nicht mindestens 4 seiner Mitglieder zugegen sind. Die Beschlüsse werden mit einfacher Majorität gefasst, bei Stimmengleichheit giebt die Stimme des Vorsitzenden den Ausschlag.

Der Geschäftsführer der Gesellschaft muss zu allen Vorstandssitzungen zugezogen werden, in denen er aber nur berathende Stimme hat.

Das Geschäftsjahr ist das Kalenderjahr.

V. Aufnahmebedingungen und Beiträge.

§ 14.

Aufnahme der Fachmitglieder.

Das Gesuch um Aufnahme als Fachmitglied ist an den Vorstand zu richten und hat den Nachweis zu enthalten, dass die Voraussetzungen des § 5 erfüllt sind. Dieser Nachweis ist von einem fachmännischen Vorstandsmitgliede und drei Fachmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt.

§ 15.

Aufnahme der Mitglieder.

Das Gesuch um Aufnahme als Mitglied ist an den Vorstand zu richten, dem das Recht zusteht, den Nachweis zu verlangen, dass die Voraussetzungen des § 6 erfüllt sind. Falls ein solcher Nachweis gefordert wird, ist er von einem Vorstandsmitgliede und drei Gesellschaftsmitgliedern durch Namensunterschrift zu bestätigen, worauf die Aufnahme erfolgt.

§ 16.

Eintrittsgeld.

Jedes eintretende Gesellschaftsmitglied zahlt ein Eintrittsgeld von 30 M.

§ 17.

Jahresbeitrag.

Jedes Gesellschaftsmitglied zahlt einen jährlichen Beitrag von 30 M., welcher im Januar eines jeden Jahres fällig ist. Sollten Gesellschaftsmitglieder den Jahresbeitrag bis zum 1. März nicht entrichtet haben, so wird derselbe durch Postauftrag eingezogen.

§ 18.

Lebenslänglicher Beitrag.

Gesellschaftsmitglieder können durch einmalige Zahlung von 400 M. lebenslängliche Mitglieder werden und sind dann von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit.

§ 19.

Befreiung von Beiträgen.

Ehrenmitglieder sind von der Zahlung der Jahresbeiträge befreit.

§ 20.

Austritt.

Gesellschaftsmitglieder, welche auszutreten wünschen, haben dies vor Ende des Geschäftsjahres bis zum 1. December dem Vorstande schriftlich anzuzeigen. Mit ihrem Austritte erlischt ihr Anspruch an das Vermögen der Gesellschaft.

§ 21.

Ausschluss.

Erforderlichen Falles können Gesellschaftsmitglieder auf einstimmig gefassten Beschluss des Vorstandes ausgeschlossen werden. Gegen einen derartigen Beschluss giebt es keine Berufung. Mit dem Ausschlusse erlischt jeder Anspruch an das Vermögen der Gesellschaft.

VI. Versammlungen.

§ 22.

Versammlungen.

Die Versammlungen der Gesellschaft zerfallen in:

1. die Hauptversammlung,
2. ausserordentliche Versammlungen.

§ 23.

Haupt-versammlung.

Jährlich soll, möglichst im November, in Berlin die Hauptversammlung abgehalten werden, in welcher zunächst geschäftliche Angelegenheiten erledigt werden, worauf die Vorträge und ihre Besprechung folgen.

Der geschäftliche Theil umfasst:

1. Vorlage des Jahresberichtes von Seiten des Vorstandes.
2. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des vergangenen Jahres.
3. Bekanntgabe der Namen der neuen Gesellschaftsmitglieder.
4. Ergänzungswahlen des Vorstandes und Wahl von zwei Rechnungsprüfern für das nächste Jahr.
5. Beschlussfassung über vorgeschlagene Abänderungen der Satzungen.
6. Sonstige Anträge des Vorstandes oder der Gesellschaftsmitglieder.

§ 24.

Ausserordentliche Versammlungen.

Der Vorstand kann ausserordentliche Versammlungen anberaumen, welche auch ausserhalb Berlin abgehalten werden dürfen. Er muss eine solche innerhalb vier Wochen stattfinden lassen, wenn ihm ein dahin gehender, von mindestens dreissig Gesellschaftsmitgliedern unterschriebener Antrag mit Angabe des Berathungsgegenstandes eingereicht wird.

§ 25.

Berufung der Versammlungen.

Alle Versammlungen müssen durch den Geschäftsführer mindestens 14 Tage vorher den Gesellschaftsmitgliedern durch Zusendung der Tagesordnung bekannt gegeben werden.

§ 26.

Anträge für Versammlungen.

Jedes Gesellschaftsmitglied hat das Recht, Anträge zur Berathung in den Versammlungen zu stellen. Die Anträge müssen dem Geschäftsführer 8 Tage vor der Versammlung mit Begründung schriftlich eingereicht werden.

§ 27.

Beschlüsse der Versammlungen.

In den Versammlungen werden die Beschlüsse, soweit sie nicht Aenderungen der Satzungen betreffen, mit einfacher Stimmenmehrheit der anwesenden Gesellschaftsmitglieder gefasst.

§ 28.

Aenderungen der Satzungen.

Vorschläge zur Abänderung der Satzungen dürfen nur zur jährlichen Hauptversammlung eingebracht werden. Sie müssen vor dem 15. Oktober dem Geschäftsführer schriftlich mitgetheilt werden und benöthigen zu ihrer Annahme drei Viertel Mehrheit der anwesenden Fachmitglieder.

§ 29.

Art der Abstimmung.

Wenn nicht von mindestens zwanzig anwesenden Gesellschaftsmitgliedern namentliche Abstimmung verlangt wird, erfolgt die Abstimmung in allen Versammlungen durch Erheben der Hand.

Wahlen erfolgen durch Stimmzettel oder durch Zuruf. Sie müssen durch Stimmzettel erfolgen, sobald der Wahl durch Zuruf auch nur von einer Seite widersprochen wird.

§ 30.

Protokoll.

In allen Versammlungen führt der Geschäftsführer das Protokoll, welches nach seiner Genehmigung von dem jeweiligen Vorsitzenden der Versammlung unterzeichnet wird.

§ 31.

Geschäftsordnung.

Die Geschäftsordnung für die Versammlungen wird vom Vorstande festgestellt und kann auch von diesem durch einfache Beschlussfassung geändert werden.

VII. Auflösung der Gesellschaft.

§ 32.

Auflösung.

Eine Auflösung der Gesellschaft darf nur dann zur Berathung gestellt werden, wenn sie von sämmtlichen Vorstandsmitgliedern oder von einem Drittel aller Fachmitglieder beantragt wird. Es gelten dabei dieselben Bestimmungen wie bei der Abänderung der Satzungen

§ 33.

Verwendung des Gesellschaftsvermögens.

Bei Beschlussfassung über die Auflösung der Gesellschaft ist über die Verwendung des Gesellschafts-Vermögens zu befinden. Dasselbe darf nur zum Zwecke der Ausbildung von Fachgenossen verwendet werden.

III. PROTOKOLL

der geschäftlichen Sitzung der Ersten ordentlichen Hauptversammlung
am 6. December 1899, vorm. 9 Uhr,
in der Aula der Königlichen Technischen Hochschule zu Charlottenburg.

Seine Königliche Hoheit der Erbgrossherzog von Oldenburg eröffnet als Ehrenvorsitzender die geschäftliche Sitzung vormittags 9 Uhr.

1. Verlesung des Protokolls der konstituirenden Versammlung vom 23. Mai 1899.

   Der Geschäftsführer verliest dieses Protokoll, welches ohne Aenderungen genehmigt wird.

2. Bekanntgabe der Namen der neuen Gesellschaftsmitglieder, welche nach dem 1. December eingetreten sind.

Der geschäftsführende Vorsitzende, Herr Geheimrath Busley, bittet zunächst um Entschuldigung für die verspätet erfolgte Einladung zur Hauptversammlung, welche in der Folge stets an dem dem Busstage im November vorangehenden Montag und Dienstag stattfinden soll.

Da die Gesellschaft noch in der Organisation begriffen ist, täglich neue Mitglieder aufnimmt und die geschäftlichen Verhältnisse noch nicht endgiltig geregelt werden können, stellt der geschäftsführende Vorsitzende den Antrag, den Vorstand dieses Mal von der Vorlegung eines Geschäftsberichtes zu entbinden und die Abrechnung über das erste Geschäftsjahr bis zur zweiten Hauptversammlung zu vertagen. (Wird genehmigt.)

Die Zahl der Mitglieder beträgt bis zum Tage der Versammlung 522, unter denen sich 38 lebenslängliche befinden. Leider hat die Gesellschaft trotz ihres kurzen Bestehens schon schmerzliche Verluste zu beklagen. Es sind inzwischen verstorben:

Herr Direktor Hagen, Kiel,
„ Oberingenieur Willy Müller, Stettin,
„ Seeamtsvorsitzender Dr. Gossler, Hamburg,
„ Reichs-Schiffsvermessungs-Inspektor Steinhaus, Hamburg,
„ Senator Jebsen, Apenrade.

Der Redner gedenkt dieser Herren in warmen Worten und bittet die Versammlung, das Andenken derselben durch Erheben von den Sitzen zu ehren. (Geschieht.)

Der Geschäftsführer verliest hierauf die Namen der neuen, noch nicht in der Liste enthaltenen Gesellschaftsmitglieder.

Der derzeitige durch Zeichnungen aufgebrachte Organisationsfonds ist, wie der geschäftsführende Vorsitzende weiter ausführt, auf 140000 M. gestiegen. Von den bereits eingezahlten Beträgen sind 30000 M. in $3^1/_2$ proc. Preussischen Consols angelegt. Es besteht seitens des Vorstandes die Absicht, wenn der ganze Organisationsfonds eingezahlt ist, dessen Zinsen als Reisestipendien für jüngere Fachgenossen zu verwenden, wofür die Genehmigung der Versammlung erbeten wird. (Die Versammlung nimmt diesen Vorschlag mit Beifall auf und ertheilt demselben ihre Zustimmung.)

Von verwandten Vereinen sind gelegentlich der Begründung der Gesellschaft Begrüssungskundgebungen eingelaufen, besonders von:

1. dem Verein deutscher Ingenieure,
2. „ „ Deutscher Maschineningenieure,
3. „ „ zur Beförderung des Gewerbefleisses in Preussen,
4. „ „ Deutscher Eisenhüttenleute,
5. „ Sächsischen Architekten- und Ingenieurvereine,
6. der Institution of Naval Architects,

welche der geschäftsführende Vorsitzende verliest.

Derselbe bittet weiter, der Verlagsbuchhandlung von Julius Springer für ihre aufopfernde Thätigkeit bei der eiligen Herstellung der Drucksachen zur Hauptversammlung den Dank der Gesellschaft ausdrücken zu dürfen. (Wird genehmigt.)

3. Wahl von 2 Rechnungsprüfern für das Jahr 1900.

Der geschäftsführende Vorsitzende schlägt vor, es zur Regel zu machen, dass der eine Rechnungsprüfer aus dem Binnenlande und der andere möglichst von einem Küstenplatze gestellt werde, was Zustimmung findet. Da aus der Mitte der Versammlung keine Vorschläge über die zu wählenden

Persönlichkeiten gemacht werden, bittet der geschäftsführende Vorsitzende die Herren

1. Direktor Masing, Dresden,
2. Rechtsanwalt Dr. jur. Vielhaben, Hamburg

zu wählen. Die Versammlung erhebt keinen Widerspruch, beide Herren werden als gewählt erklärt und nehmen die Wahl an.

4. Antrag des Herrn Schiffbauingenieurs Gnutzmann, Kiel: In § 25 der Satzungen an Stelle von 14 Tagen zu setzen 4 Wochen.

Der Antrag wird zurückgezogen.

5. Weitere Anträge:

a) Antrag des Herrn Marine-Baumeisters E. Schmidt:

„Die Hauptversammlung wolle beschliessen, dass zur Förderung der fachwissenschaftlichen und der Vereinsinteressen eine Vereinszeitschrift gehalten werde, welche den Mitgliedern unentgeltlich zuzustellen ist.“

Wegen Abwesenheit des Antragstellers fällt der Antrag aus.

b) Antrag des Herrn Marine-Baumeisters Neudeck und Genossen:

„Die Versammlung wolle beschliessen, mit der Firma A. Dressels Verlag, Berlin, einen Vertrag einzugehen, wonach die im Verlage der genannten Firma erscheinende Zeitschrift „Schiffbau“ zum Organ der „Schiffbautechnischen Gesellschaft“ erklärt wird, wogegen sich die Firma verpflichtet, den Mitgliedern die Zeitschrift kostenlos zuzustellen, sowie dem Vorstande für officielle Mittheilungen und den Mitgliedern zum Ideenaustausch einen Raum im redaktionellen Theil zur freien Verfügung zu stellen.

Der Vertrag soll vom 1. Oktober 1899 an zuerst für die Dauer eines Jahres gelten und soll stets für die gleiche Dauer als verlängert angesehen werden, bis von Seiten der Gesellschaft oder der Firma eine Kündigung im Laufe des Juni erfolgt.

Bei Nichtinnehaltung der übernommenen Verpflichtungen soll der Verlag gehalten sein, eine Konventionalstrafe von 2000 M. an die „Schiffbautechnische Gesellschaft“ zu zahlen.

Der Vorstand wird ermächtigt, den Vertrag mit der Firma im obigen Sinne abzuschliessen und zu vollziehen.“

Zu diesem Antrage erhält das Wort Herr Ingenieur Sellentin, Altona: In den Kollegenkreisen herrscht vielfach der Wunsch, eine geeignete Fach-

zeitschrift zum officiellen Organ der Gesellschaft zu erheben. Er empfiehlt hierfür die schon bestehende Zeitschrift „Schiffbau“, deren Fortbestehen gesichert sein würde, wenn der Antrag zur Annahme gelangte.

Herr Geheimer Marinebaurath Brinkmann hält diese Angelegenheit noch nicht für spruchreif und räth zur Vorsicht. Er will die Zeitschrift „Schiffbau“ nicht herabsetzen, glaubt jedoch, die Gesellschaft sei zur Zeit nicht in der Lage, sich auf ein derartiges Angebot einzulassen. Vorläufig genüge die weitverbreitete „Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure“ für die Veröffentlichungen seitens der Gesellschaftsmitglieder.

Herr Sellentin sucht die Bedenken des Vorredners zu widerlegen und kommt nochmals darauf zurück, dass die Zukunft der Zeitschrift „Schiffbau“ gesichert wäre, wenn sie als Organ der „Schiffbautechnischen Gesellschaft“ anerkannt würde.

Herr Rodenacker, Danzig, empfiehlt, hierüber noch keinen Beschluss zu fassen, sondern die Angelegenheit in die Hände des Vorstandes zu legen.

Herr Rechtsanwalt Dr. Vielhaben unterstützt den Vorschlag Rodenacker, und die Versammlung erklärt sich damit einverstanden, dass es dem Vorstande anheimgestellt werde, den Antrag Sellentin weiter zu verfolgen und eventl. darauf zurückzukommen.

c) Antrag des Herrn Ingenieurs Gümbel, Elbing, betreffend Betheiligung der „Schiffbautechnischen Gesellschaft“ an dem Internationalen Ingenieurkongress am 19. Juli 1900 in Paris.

Der Antragsteller führt aus, dass er als Mitglied der „Institution of Naval Architects“ eine Einladung zu dem genannten Kongresse erhalten habe, und er hält deshalb auch als Mitglied der „Schiffbautechnischen Gesellschaft“ eine solche Einladung für wünschenswerth, die aber bisher noch nicht erfolgt sei.

Der geschäftsführende Vorsitzende stellt fest, dass die bis jetzt ergangenen Einladungen zum Pariser Kongresse persönliche wären, sodass eine Vernachlässigung der „Schiffbautechnischen Gesellschaft“ seitens der „Association technique maritime“ nicht angenommen werden könne. Er verspricht, die Angelegenheit durch persönliche Vermittelung zu regeln und schlägt eine officielle Betheiligung der Gesellschaft an dem Pariser Kongresse vor. Um eine solche einzuleiten, bittet er die Versammlung um eine diesbezügliche Vollmacht, indem er hofft, eine durchaus zufriedenstellende Regelung dieser Angelegenheit zu erreichen.

Seine Königliche Hoheit der Herr Ehrenvorsitzende stellt die einstimmige Annahme dieses Vorschlages fest und erklärt mit Genugthuung, dass von den 522 Gesellschaftsmitgliedern nach Ausweis der Präsenzliste 305 die Hauptversammlung besucht hätten. Zum Schlusse bittet er die Versammlung, dem geschäftsführenden Vorsitzenden, Herrn Geheimrath Busley, für seine grosse Mühe und rastlose Arbeit den Dank der Gesellschaft aussprechen zu dürfen, was allgemeine Zustimmung und anhaltenden Beifall hervorruft.

Schluss der geschäftlichen Sitzung um 10 Uhr vormittags.

Berlin, den 20. November 1900.

Der geschäftsführende Vorsitzende
Busley.

Der Schriftführer
H. Seidler.

IV. Bericht über das zweite Geschäftsjahr 1900.

Entwickelung der Gesellschaft.

Im Jahrbuch 1900 ist die Entstehungsgeschichte der Gesellschaft von ihren Anfängen bis zur ersten Hauptversammlung dargestellt. Ihre weitere Entwickelung im Laufe dieses Jahres entspricht in erfreulicher Weise dem vielverheissenden Anfange. Bei der Hauptversammlung am 5. December 1899 betrug die Zahl der Gesellschafts-Mitglieder 522, sie erhöhte sich bis zum Schlusse des Jahres 1899 auf 614. Laut Beschluss des Vorstandes wurden diese 614 Herren als gründende Mitglieder angesehen und blieben von der Zahlung des Eintrittsgeldes befreit. Die am 1. März d. J. abgeschlossene und in das Jahrbuch aufgenommene Mitgliederliste wies schon 676 Herren auf, welche sich heute erfreulicher Weise bis auf 722 vermehrt haben, worunter 52 lebenslängliche Mitglieder zählen. Dieser Zuwachs ist erreicht einerseits durch direkte Aufforderung geeigneter Persönlichkeiten zum Beitritt, andererseits aber in nicht unwesentlichem Maasse durch die in Folge unseres Jahrbuches sich weiter verbreitende Kunde vom Bestehen unserer Gesellschaft.

Betheiligung der Oesterreichisch-Ungarischen Kriegs-Marine.

Auf eine vom Vorstande ausgegangene Anregung haben sich auch Ingenieure der Oesterreichisch-Ungarischen Kriegs-Marine in unsere Gesellschaft aufnehmen lassen. Das Eintreten dieser Herren ist für unsere Gesellschaft deshalb besonders ehrend, weil es vom K. und K. Reichskriegsministerium in Wien unterstützt wurde, sodass von einer officiellen Betheiligung der Marine unseres eng befreundeten Nachbarstaates gesprochen werden kann.

Austritt.

Durch freiwilligen Austritt schieden aus dem Kreise der Gesellschafts-Mitglieder folgende 4 Herren:

1. Herr Ingenieur Sellentin, Altona.
2. „ Ingenieur Glasscheib, Bromberg.
3. „ Regier.-Assessor H. v. Gröning, Schleswig.
4. „ Geh. Hofrath, Professor Engels, Dresden.

Todesfälle.

An besonderer Stelle des Jahrbuches wird der Vorstand der Herren gedenken, welche der Tod aus unserer Mitte gerissen hat. Es sind dies:

1. Herr Ingenieur Herm. Howaldt, gestorben am 17. Mai d. J. in Kiel.
2. Herr Rheder Ferd. Laeisz, gestorben am 22. August d. J. in Hamburg.
3. Herr Geheimer Admiralitätsrath August Koch, gestorben am 25. November d. J. zu Charlottenburg.

(Nach Aufforderung Seiner Königlichen Hoheit des Herrn Ehrenvorsitzenden erhebt sich die Versammlung von ihren Sitzen, um das Andenken der Verstorbenen zu ehren.)

Wirthschaftliche Lage.

Die wirthschaftliche Lage der Gesellschaft gestattete ausser der würdigen Herstellung des Jahrbuches keine weiteren Unternehmungen. Nur durch weise Sparsamkeit lässt sich zur Zeit das Gleichgewicht der Einnahmen und Ausgaben erzielen, wenn der Organisationsfonds und die Einzahlungen der lebenslänglichen Mitglieder nicht angegriffen werden sollen. Von den im Jahrbuche 1900 aufgeführten Fonds-Zeichnungen, sind die einmaligen Beiträge mit M. 14 900,— eingezahlt worden. Auch die beiden ersten Jahresraten der auf 5 Jahre vertheilbaren Beiträge in Höhe von zusammen M. 55 820,— wurden vereinnahmt, und hierzu gesellten sich noch die Einzahlungen von bislang 51 lebenslänglichen Gesellschafts-Mitgliedern mit M. 20 400,—. Diese drei Posten ergaben die Summe von M. 91 120,—, wofür auf Beschluss des Vorstandes $3^1/_2$ proc. Preussische Consols zu einem Nennwerthe von M. 95 000,—, welcher sich in Folge des niedrigen Kurses erzielen liess, gekauft und bei der Disconto-Gesellschaft in Depôt gegeben wurden.

Verwendung der Mitgliederbeiträge.

Die Mitgliederbeiträge des Jahres 1899 in Höhe von M. 17 099,65 sind zur Begleichung der Gründungsunkosten, wie Drucksachen, Diplome, Beschaffung des Bureau-Inventars u. s. w. verwendet worden, worüber die folgende, von den Rechnungsprüfern als richtig anerkannte Bilanz Aufschluss giebt. Die Kosten des Jahrbuches 1900 sind demnach nicht aus den Einnahmen von 1899, sondern aus denen des laufenden Jahres gedeckt worden. Auch in Zukunft wird das Jahrbuch immer aus den Mitteln desjenigen Jahres hergestellt werden, dessen Jahreszahl es trägt.

Soll. **Bilanz des Jahres 1899.** Haben.

Soll	Mk.	Haben	Mk.
570 Mitgliederbeiträge (à 30 M. 1 à 29,65 M.)	17 099,65	1. Drucksachen zur Gründung	763,30
19 Beiträge zur Hauptversammlung von Herren, welche nicht erschienen sind (à 5 M.)	95,—	2. Bureau-Einrichtung	3 162,—
		3. Gehalte etc.	2 157,95
		4. Bureaubetrieb (Schreibmaterialien etc.)	170,55
		5. Postausgaben	699,35
		6. Kosten der I. Hauptversammlung 1899	2 454,55
		7. Kosten der Diplome	4 221,55
		8. Verschiedenes	389,55
		Kassenbestand am 31. December 1899	3 175,85
	17 194,65		17 194,65

Vorstehende Bilanz ist von uns geprüft und für richtig befunden worden.

Die Rechnungsprüfer:

gez. Direktor B. Masing. gez. Dr. Vielhaben.

Berlin, den 18. November 1900.

Wichtige Ereignisse.

Von besonders wichtigen, die Gesellschaft berührenden Ereignissen ist zunächst der erfolgte Regierungsantritt Seiner Königlichen Hoheit des Grossherzoges von Oldenburg zu erwähnen. Der Vorstand verfehlte nicht, Höchstdemselben zur Thronbesteigung die Glückwünsche der Gesellschaft in geziemender Weise darzubringen, worauf Seine Königliche Hoheit gnädigst mit nachstehendem Schreiben antworteten:

„Mein lieber Geheimer Regierungsrath Professor Busley! Ich danke Ihnen von Herzen für die Glückwünsche zu Meinem Regierungsantritt, welche Sie mir im Namen des Vorstandes und der Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft in Ihrem Schreiben vom 29. d. M. aussprechen."

„Mit der Versicherung, dass es Mir stets zur Freude gereichen wird, den Bestrebungen der Schiffbautechnischen Gesellschaft wärmstes Interesse und thätige Mitwirkung zu widmen, bin Ich

Rastede, den 30. Juni 1900. Ihr sehr ergebener

Friedrich August."

Die Freude, welche dieses Schreiben in unserer Gesellschaft hervorrief, kann nur von der Dankbarkeit gegen Seine Königliche Hoheit den Grossherzog für diesen weitgehenden Beweis seines höchsten Wohlwollens übertroffen werden.

Ausserdem wurde der Gesellschaft kurz vor ihrer II. Hauptversammlung die besondere Auszeichnung zu Theil, dass die Annahme ihrer Ehrenmitgliedschaft von hoher Seite zum ersten Male erfolgte.

Der Herr Ehrenvorsitzende hatte auf die Bitte des Vorstandes Seiner Königlichen Hoheit dem Prinzen Heinrich von Preussen die Ehrenmitgliedschaft unserer Gesellschaft angetragen, welche Hochderselbe gnädigst anzunehmen geruhte.

Am 15. December konnte der geschäftsführende Vorsitzende dem von der Winterreise heimkehrenden Prinz-Admiral zu Kiel das von Künstlerhand entworfene Ehrenmitglieds-Diplom überreichen und für die der Gesellschaft zu Theil gewordene hohe Ehre ihrem tiefempfundenen Danke Ausdruck verleihen.

Pariser Kongress.

Die von der ersten Hauptversammlung beschlossene officielle Betheiligung der Gesellschaft an dem Congrès international d'Architecture et de Construction navales gelegentlich der Weltausstellung fand in erfolgreicher Weise statt. Ueber den Verlauf und den Umfang dieser Betheiligung giebt der nachstehende Bericht Aufschluss, welchen der geschäftsführende Vorsitzende an Seine Majestät den Kaiser, unseren Allerhöchsten Protektor, sowie an Seine Königliche Hoheit den Grossherzog von Oldenburg, unseren Herrn Ehrenvorsitzenden, erstattet hat:

Bericht über den Congrès international d'Architecture et de Construction navales. Paris, den 19. bis 21. Juli 1900:

Der Kongress begann mit dem Begrüssungsabend in der Gallerie des Champs-Elysées, rue de Ponthieu 55, am Mittwoch, den 18. Juli, welcher zahlreich besucht war und in anregender Weise verlief.

Die Besucherzahl des ganzen Kongresses mag etwa 400 betragen haben, wovon der grösste Theil naturgemäss Franzosen waren. Die bei weitem grösste Zahl der Theilnehmer nächst den Franzosen stellte die „Schiffbautechnische Gesellschaft", von welcher 32 Herren, davon 29 Deutsche, anwesend waren. Nach den Deutschen kamen der Zahl nach die Engländer, dann die Amerikaner, die Italiener, die Russen, die Oesterreicher, die Spanier, die Belgier, die Japaner, die Holländer, die Schweden und die Norweger.

Die Sitzungen des Kongresses fanden nicht, wie ursprünglich geplant, in dem aus Holz und Pappe aufgeführten grossen Kongresssaale der Ausstellung statt, sondern waren in Rücksicht auf die herrschende ausserordentlich starke Hitze in den grossen Saal der Sorbonne verlegt worden. Nur gelegentlich einer Abendsitzung wurde hiervon eine Ausnahme gemacht.

Als Präsident des Kongresses wurde der frühere Chefkonstrukteur der französischen Marine, Herr de Bussy gewählt, welcher am Schlusse seiner Eröffnungsrede bat, man möchte ihn seines hohen Alters wegen von der Ausübung des Präsidiums dispensiren und die Sitzungen durch die Vice-Präsidenten leiten lassen, die aus den anwesenden Herren der einzelnen Nationen gestellt werden sollten.

Es wurden von Herrn de Bussy in Vorschlag gebracht und von der Versammlung einstimmig angenommen:

für Frankreich: Herr Eynaud, Inspecteur Général du Génie maritime,
für England: Lord Brassey,
für Deutschland: Herr Busley, Geheimer Regierungsrath und Professor,
für Italien: Herr Soliani, Ingenieur-Colonel,
für Russland: Herr Vice-Admiral Likhatchew,
für Oesterreich: Herr Schromm, K. und K. Hofrath und Ministerial-Schifffahrtsdirektor,
für Spanien: Herr Comerma y Batalla, Ingenieur-General der spanischen Marine,
für Japan: Herr Jto, Kapitän zur See der japanischen Marine,
für Holland: Herr Loder, Techn. Direktor der holländischen Marine,
für Schweden: Herr Pihlgren, Schifffahrts-Direktor im schwedischen Finanzministerium.

Die Sitzungen wurden vom 19. bis 21. Juli an den Vor- und Nachmittagen abgehalten. Am Freitag, den 18. Juli fand noch abends eine Sitzung im Kongresssaale der Ausstellung statt, weil zu den drei hier zur Verhandlung kommenden Vorträgen Lichtbilder gezeigt werden mussten, was im Saale der Sorbonne unausführbar war. Insgesammt gelangten 30 Vorträge zur Erledigung, von denen einzelne lebhaft diskutirt wurden. In ihrer Anzahl vertheilten sich die Vorträge auf die einzelnen Nationen wie folgt:

Frankreich 13 — England 4 — Deutschland 3 (von Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft) — Russland 2 — Nord-Amerika 2 — Italien 2 — Schweden 2 — Spanien 1 — Holland 1.

Nach Eröffnung der Sitzungen am Donnerstag, den 19. Juli durch Herrn de Bussy übernahm Herr Eynaud die Leitung der Versammlung, welche er auch bis annähernd zum Schlusse der Nachmittag-Sitzung behielt, um hierauf den Vorsitz an Herrn Pihlgren abzutreten. In der Freitag-Vormittag-Sitzung lag das Präsidium in den Händen des Geheimrathes Busley, während am Nachmittag der Vorsitz durch den spanischen Vice-Präsidenten Herrn Comerma y Batalla wahrgenommen wurde. Die Extrasitzung am Freitag Abend leitete Herr Schromm, während am Sonnabend Vormittag Lord Brassy und nachmittags Herr Loder aus Holland den Präsidentenstuhl einnahmen.

Die ausser dem bereits erwähnten Empfangsabend angesetzten geselligen Veranstaltungen verliefen dank der französischen Liebenswürdigkeit und Gastfreundschaft in der angenehmsten Weise. Am Donnerstag Abend fand ein Empfangsabend durch Seine Hoheit den Prinzen Roland Bonaparte, einem Mitgliede des Patronats-Komitees des Kongresses, statt, welcher die Gäste in seinem Palais 10. Avenue d'Jena begrüsste. Die hier versammelte Anzahl der Kongresstheilnehmer, von denen viele mit ihren Damen erschienen waren, mag etwa 300 betragen haben.

Seine Hoheit nahm Gelegenheit, den Gästen seine berühmte und reichhaltige Bibliothek zu zeigen, welche wegen ihrer schönen und praktischen Einrichtung zu den Sehenswürdigkeiten von Paris gehört.

Am Sonnabend fand ein grosses Banquet auf der unteren Etage des Eiffelthurmes statt, welchem der Marine-Minister, Herr de Lanessan präsidirte. Derselbe hielt auch die grosse Festrede,

welche in einem Hoch auf die Schiffbautechnik aller auf dem Kongresse vertretenen Nationen ausklang. Schon vorher war verabredet, hierauf nur mit einer Rede zu erwidern, welche Lord Brassey bereitwilligst übernommen hatte. Als er am Schlusse seiner Ansprache die französische Republik und deren Flotte hochleben liess, äusserten die anwesenden Vice-Präsidenten den Wunsch, es möchte doch noch der Dank für die sympathische Aufnahme in Paris zum Ausdruck kommen. Auf die Bitte der genannten Herren übernahm es nun Geheimrath Busley, im Namen aller anwesenden fremden Theilnehmer den französischen Gastgebern zu danken, indem er auf den Präsidenten des Kongresses und die Association technique maritime toastete.

Am Sonntag, den 22. Juli waren die Vice-Präsidenten sowie die hervorragendsten Vertreter der verschiedenen Länder zu einem Frühstück in das französische Marine-Ministerium geladen worden. Die deutschen Vertreter wurden hierbei dadurch besonders geehrt, dass der Geheimrath Busley die Gemahlin des Ministers, die einzige anwesende Dame, zu Tisch führen musste.

Alle Deutsche, welche dem Kongresse beigewohnt haben, waren darüber einig, dass sowohl das Komitee als auch die einzelnen Mitglieder der Association sich in Freundlichkeit und Liebenswürdigkeit gegen uns sämmtlich überboten haben.

Wir schieden mit dem Wunsche, dass sich uns Deutschen in nicht zu ferner Zeit Gelegenheit bieten möchte, die französischen Kollegen auch bei uns als Gäste begrüssen zu können.

Austausch der Veröffentlichungen.

Auf die Bitte des geschäftsführenden Vorsitzenden wurden unserer Gesellschaft von der „Association technique maritime“ in liebenswürdigster Weise 30 Exemplare der Drucksachen überlassen, welche in Paris nicht zur Vertheilung gekommen waren. In der Annahme, dass sich nicht viele unserer Mitglieder der Mühe unterziehen würden, diese in französischer Sprache geschriebenen Vorträge eingehend zu studiren, und um solche Herren möglichst bald in den Besitz der Drucksachen zu setzen, wurde durch ein Rundschreiben deren Ueberlassung denjenigen Herren zugesagt, welche sich zuerst hierfür melden würden. Der Erfolg war ein ungeahnter. Nicht weniger als 165 Mitglieder baten um die Zustellung. Am ersten Tage regnete es Telegramme und Rohrpostkarten in unseren Geschäftsräumen, mehrere Berliner Herren sandten gleich ihre Bureaudiener zur Empfangnahme der Drucksachen. Sollten nun nicht alle Exemplare in Berlin allein bleiben, so musste die jetzt vorgenommene Vertheilung Platz greifen, wonach an alle grösseren Betriebe, aus denen sich Herren gemeldet hatten, über ganz Deutschland vertheilt, je ein Exemplar der Vorträge gesandt wurde. Die vom Vorstande eingeschlagene Abweichung von seinem ersten Versprechen ist zwar nicht ohne unliebsame Erörterungen geblieben, indessen hofft der Vorstand die Mehrheit der Versammlung auf seiner Seite zu haben.

Der Vorstand hat mit den nachstehend aufgeführten Vereinen und Instituten den gegenseitigen Austausch der Veröffentlichungen vereinbart:

1. Verein deutscher Ingenieure,
2. „ deutscher Eisenhüttenleute,
3. „ deutscher Maschinen-Ingenieure,
4. „ zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen,
5. Sächsischer Ingenieur- und Architektenverein,
6. Germanischer Lloyd,
7. Institution of Naval Architects,
8. Association technique maritime,
9. American Society of Naval Engineers,
10. Institution of Engineers & Shipbuilders in Scotland,
11. Zosen-Kiokai in Japan,
12. St. Petersburger Polytechnischer Verein.

Diese Zeitschriften und Veröffentlichungen sollen den Grundstock für eine künftige Bibliothek der Gesellschaft bilden.

Zuwendungen.

Mit lebhaftem Danke hat der Vorstand die Zuwendung einer Anzahl von Werken, Broschüren und Veröffentlichungen an die Gesellschafts-Bibliothek begrüsst. Durch Seine Excellenz den Herrn Staatsminister von Thielen wurde das im Auftrage des Ministeriums der Oeffentlichen Arbeiten von dem Königlichen Baurathe Herrn Rud. Haack verfasste Werk „Schiffswiderstand und Schifffahrtsbetrieb“ der Gesellschaft überwiesen.

Ferner gingen ein von Seiten des Herrn Commander Beehler, Marine-Attaché der Vereinigten Staaten in Berlin:

1. Annuario Ufficiale della Regia Marina. 1900,
2. Annual Report of the Secretary of the Navy. 1899,
3. Report of the Bureau of Equipment. 1899,
4. Annual Report of the Bureau of Steam Engineering. 1899,
5. Annual Report of the Bureau of Construction and Repair. 1899,
6. Notes on Naval Progress. November 1899,
7. The Spanish-American War, Squadron Operations in the West Indies,
8. The Spanish-American War, Blockades and Coast Defense,
9. The Squadron of Admiral Cervera,

10. Standard Boats of the United States Navy,
11. Some Sea Specialities. Horace See.

Ausserdem hat Herr Direktor R. Zimmermann-Stettin der Bibliothek 21 Bände der Zeitschrift „The Marine Engineer" und die Festschriften der Versammlungen des Vereines deutscher Ingenieure von den Jahren 1891 u. 1892, sowie die Firma Julius Springer „Kowalzig, Das reichsgesetzliche Urheberrecht an Schriftwerken" überlassen, wofür den Gebern in geeigneter Weise gedankt wurde. Weitere Ueberweisungen an Büchern seitens unserer Mitglieder könnten unsere Bibliothek auf eine nennenswerthe Zahl von Bänden bringen.

Besonders liegt dem Vorstande die Verringerung des Jahresbeitrages am Herzen, der namentlich für unsere jüngeren Mitglieder ziemlich hoch ist. Dieses Ziel ist aber nur dann zu erreichen, wenn die Mitgliederzahl auf etwa 1000 steigt, und hierzu das Seinige beizutragen, möchte der Vorstand jedem Mitgliede dringend ans Herz legen.

Berlin, den 20. November 1900.

Der Vorstand.

V. Bericht über die II. ordentliche Hauptversammlung

in der Aula der Königl. Technischen Hochschule zu Charlottenburg am 19. und 20. November 1900.

Erster Tag.

Seine Königliche Hoheit der Grossherzog von Oldenburg eröffnet als Ehrenvorsitzender die Sitzung um 9 Uhr morgens mit der Begrüssung der den ganzen Saal füllenden Gäste und Gesellschaftsmitglieder, deren Zahl etwa 400 betragen haben mag, und dem Aussprechen des Bedauerns Seiner Majestät des Kaisers, unseres Allerhöchsten Protektors, der diesjährigen Hauptversammlung nicht beiwohnen zu können. Der Herr Ehrenvorsitzende theilt darauf der Versammlung mit, dass er auf die Bitte des Vorstandes Seiner Königlichen Hoheit dem Prinzen Heinrich von Preussen die Ehrenmitgliedschaft der Gesellschaft angetragen habe, welche der hohe Herr gnädigst angenommen hat. Derselbe habe ihn gleichzeitig beauftragt, sein Fernbleiben von den Verhandlungen damit zu entschuldigen, dass er Seiner Kaiserlichen Frau Mutter zu ihrem Geburtstage in Cronberg einen Besuch abstatten wollte.

Der Herr Ehrenvorsitzende giebt hiernach einen kurzen Ueberblick über die Entwickelung der Gesellschaft seit der letzten Hauptversammlung, wobei er ausführt, dass, wenn das vergangene Jahr ein nach jeder Richtung hin günstiges genannt werden müsste, dies doch in allererster Reihe der thatkräftigen Förderung und der anhaltenden Fürsorge unseres allerhöchsten Protektors zu danken sei, weswegen er vorschlage, das nachstehende Telegramm an Höchstdenselben abgehen zu lassen:

An des Kaisers Majestät, Gross-Strehlitz.

„Euerer Kaiserlichen und Königlichen Majestät übermittele ich als Ehrenvorsitzender die ihrem Allerhöchsten Protektor dargebrachten Huldigungen der zu ihrer II. Hauptversammlung zusammengetretenen „Schiffbautechnischen Gesellschaft".

Friedrich August.

Im Anschlusse an die Verlesung dieses Telegramms, welches von der Versammlung unter Erhebung von den Sitzen mit anhaltendem, lebhaftem Beifall aufgenommen wird, bringt der Herr Ehrenvorsitzende ein dreimaliges „Hurrah“ auf Seine Majestät den Kaiser aus, worin die Anwesenden begeistert einstimmen.

Mit dem nunmehr erfolgenden Eintritt in die vorliegende Tagesordnung erhält das Wort der Kaiserliche Marine-Oberbaurath Herr Tjard Schwarz zu seinem Vortrage über

„Moderne Werftanlagen und ihre voraussichtliche Entwickelung.“

Der hochinteressante und durch das umfangreiche, demselben zu Grunde liegende Material für die Praxis besonders werthvolle Vortrag wurde durch reichen Beifall belohnt und rief eine spannende Diskussion hervor, an der sich die Herren Geheimrath Jäger, Geheimrath Brinkmann, Geheimrath Hossfeld und Direktor Zimmermann betheiligten, deren Ansichten der Vortragende in einem kurzen, überaus sachlichen Schlusswort die seinigen nochmals gegenüberstellte.

Nach Schluss der Diskussion begann Herr Professor Dr. A. Raps, Direktor der Firma Siemens & Halske, seinen Vortrag über

„Elektrische Befehlsübermittelung an Bord.“

Im Laufe desselben führte der Redner eine grosse Anzahl von Apparaten im Betriebe vor, deren durchweg höchst einfache Konstruktion noch nach dem Vortrage von vielen Anwesenden eingehend gewürdigt wurde. Der Vortragende erntete reichen Beifall, und wenn eine Diskussion desselben nicht stattfand, so lag dies wohl nur daran, dass den meisten der zuhörenden Herren das berührte Gebiet zu neu war.

Nach der Frühstückspause folgte der Vortrag des Herrn Fabrikdirektors Ed. Debes-Hamburg über

„Die Verwendung von Kautschuk im Schiffbau.“

Der Vortragende unterstützte seine gehaltvollen Ausführungen durch viele Materialproben, welche er in der Versammlung herumreichen liess. Die Anregungen über die Verwendbarkeit des eigenartigen Stoffes im Schiffbau trugen dem Redner am Schlusse seines Vortrages den durch anhaltenden Beifall kundgegebenen Dank der Versammlung ein. Eine Diskussion knüpfte sich an den Vortrag nicht, weil sich von den Anwesenden auf diesem Gebiete nicht viele heimisch fühlten.

Als zweiter Redner des Nachmittags trat Herr Ingenieur M. H. Bauer, Assistent an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin mit seinem Vortrage über:

„Graphische Methoden zur Bestimmung von statischen Gleichgewichtslagen der Schiffe im glatten Wasser“

auf. Die Versammlung folgte dem fast ganz auf mathematischen Grundlagen stehenden Vortrage mit grosser Aufmerksamkeit und lohnte ihn durch lebhaften Beifall. An der Diskussion betheiligte sich nur Herr Ingenieur L. Gümbel, Elbing, dem Herr Bauer mit einigen Worten erwiderte.

Da jetzt die Zeit, 3½ Uhr nachmittags, noch nicht sehr weit vorgeschritten war und die drei für den nächsten Vormittag vorgesehenen Vorträge bei längeren Diskussionen sich kaum zu Ende führen liessen, so entschloss sich Herr Ingenieur Gümbel, Elbing, auf die Bitte des Vorstandes seinen Vortrag über:

„Ebene Transversalschwingungen stabförmiger Körper mit specieller Berücksichtigung des Schwingungsproblemes des Schiffbaues“

schon jetzt zu halten.

Trotzdem dies der fünfte Vortrag des Tages war, verstand es der Redner doch, seine Hörer bis zum Schlusse zu fesseln, ja, als er die höchst interessanten Versuche an seinem Vibrationsapparate ausführte, begegnete er der allseitigen gespanntesten Aufmerksamkeit. Mehrmals sich wiederholender, anhaltender Beifall dankte dem Vortragenden für seine schwierigen und mühevollen Untersuchungen, deren Fruchtbarmachung für die Praxis zu erwarten steht.

Zweiter Tag.

Seine Königliche Hoheit der Grossherzog von Oldenburg eröffnet als Ehrenvorsitzender die Sitzung um 9 Uhr 10 Minuten vormittags.

Vor dem Eintritt in die Tagesordnung lässt er das nachstehende Antwort-Telegramm Seiner Majestät des Kaisers verlesen:

„Seiner Königlichen Hoheit Grossherzog von Oldenburg,
Charlottenburg, Technische Hochschule.

Ich habe mich über den freundlichen Gruss der Schiffbautechnischen Gesellschaft gelegentlich ihrer zweiten Hauptversammlung sehr gefreut und ersuche Euere Königliche Hoheit, der Versammlung meinen besten Dank übermitteln zu wollen.

Wilhelm,
R.“

Das Telegramm findet begeisterte Aufnahme.

Ein zweites Telegramm, welches ebenfalls lebhafte Freude hervorruft, ist von dem Vereine deutscher Eisenhüttenleute eingegangen. Dasselbe lautet:

„Geheimrath Busley, Technische Hochschule, Charlottenburg.

Zu den heute beginnenden Verhandlungen der ‚Schiffbautechnischen Gesellschaft‘ senden wir fröhliches ‚Glückauf‘, indem wir der Hoffnung Ausdruck verleihen, dass die Beziehungen zwischen deutschem Schiffbau und deutscher Eisenindustrie sich zum Segen des ganzen Landes stets inniger gestalten mögen.

Verein deutscher Eisenhüttenleute.

gez. Geheimrath Lueg-Oberhausen, Vorsitzender. Ingenieur Schrödter, Geschäftsführer.“

Die Versammlung beschliesst auf Wunsch des Vorstandes, auf dieses Telegramm mit einem Dankschreiben zu antworten.

Ein solches Schreiben ist am 27. November abgesandt worden.

Ueber die nun stattfindende geschäftliche Sitzung giebt das nachstehend wiedergegebene Protokoll Aufschluss (Abschnitt IV).

An die geschäftliche Sitzung knüpfte sich der Vortrag des Herrn Schiffbau-Ingenieurs der Hamburg-Amerika-Linie Rud. Rosenstiel über:

„Die Entwickelung der Tiefladelinien an Handelsdampfern“,

welcher als besonders zeitgemäss mit grossem Beifall aufgenommen wurde und eine lebhafte Diskussion hervorrief, an welcher sich die Herren Regierungsrath Dr. Riess, Direktor Middendorf, Rheder Rodenacker und Geheimrath Hossfeld betheiligten.

Den letzten Vortrag der diesjährigen Versammlung hielt Herr Schiffbau-Ingenieur des Norddeutschen Lloyd, Joh. Schütte, das Thema lautete:

„Untersuchungen über Hinterschiffsformen, speciell über Wellenaustritte, ausgeführt in der Schleppversuchsstation des Norddeutschen Lloyd an Modellen des Doppelschraubenschnelldampfers „Kaiser Wilhelm der Grosse“.

Nach Beendigung dieses mit lebhaftem Beifall aufgenommenen Vortrages, an welchen sich eine Diskussion nicht knüpfte, schloss der Herr Ehren-Vorsitzende die II. Hauptversammlung um $12^3/_4$ Uhr, indem er feststellte, dass von den 722 Mitgliedern 251, also mehr als ein Drittel, an der diesjährigen Versammlung theilgenommen haben, ein erfreuliches Zeichen für die Lebenskraft der Gesellschaft.

Am Nachmittage besuchten etwa 180 Theilnehmer der II. Hauptversammlung die neuen Werkstätten der Firma A. Borsig in Tegel, wo sie mit

grosser Liebenswürdigkeit aufgenommen und herumgeführt wurden. Der geschäftsführende Vorsitzende nahm Veranlassung, den beiden Inhabern der Firma für das der Gesellschaft bewiesene freundliche Entgegenkommen den Dank aller Anwesenden auszusprechen.

Am Schlusse des Jahrbuches ist den Einrichtungen der Borsig'schen Werkstätten ein besonderer Abschnitt gewidmet.

Am Mittwoch, den 21. November vormittags besuchten noch etwa 40 Herren, der in der geschäftlichen Sitzung ausgesprochenen Einladung der „Niles-Werkzeugmaschinenfabrik“ folgend, deren neues Werk in Ober-Schöneweide.

VI. Protokoll

der geschäftlichen Sitzung der II. ordentlichen Hauptversammlung am 20. November 1900 vormittags 9 Uhr in der Aula der Königl. Technischen Hochschule zu Charlottenburg.

Seine Königliche Hoheit der Grossherzog von Oldenburg als Ehrenvorsitzender eröffnet die geschäftliche Sitzung um 9 Uhr 15 Minuten vormittags.

1. Verlesung des Protokolles der geschäftlichen Sitzung der I. ordentlichen Hauptversammlung vom 6. December 1899.

Der Geschäftsführer verliest das Protokoll, welches ohne Aenderung genehmigt wird.

2. Vorlage des Jahresberichtes durch den Vorstand.

Der Jahresbericht und die auf Seite 33 wiedergegebene Bilanz werden verlesen und von der Versammlung gebilligt.

3. Bericht der Rechnungsprüfer und Entlastung des Vorstandes von der Geschäftsführung des Jahres 1899.

Herr Rechtsanwalt Dr. Vielhaben bestätigt namens der Rechnungsprüfer den Richtigbefund der Abrechnung und beantragt die Entlastung des Vorstandes, welche darauf ausgesprochen wird.

4. Bekanntgabe der neuen Gesellschaftsmitglieder.

Der Geschäftsführer verliest die Namen der folgenden, seit dem 1. März 1900 eingetretenen 48 Gesellschaftsmitglieder:

a) lebenslängliche Fachmitglieder.

1. Delaunay-Belleville, L., Ingénieur-Constructeur St. Denis (Seine).
2. Niclausse, Jules, Ingénieur-Constructeur, Paris.

b) ordnungsmässige Fachmitglieder.

1. James Caldwell, Marine-Ingenieur, Glasgow.
2. Enrique Garcia de Angulo, Madrid.
3. Hugo G. Hammar, Schiffbau-Ingenieur, Göteborg.
4. Josef Kuchinka, K. und K. Oberster Schiffbau-Ingenieur, Pola.
5. Léon Piaud, Ingenieur, Chatou (Seine).
6. Siegfried Popper, K. u. K. Schiffbau-Oberingenieur, Pola.

7. Rudolph Rosenstiel, Schiffbau-Ingenieur, Hamburg.
8. Fr. Schultenkämper, Betriebs-Ingenieur, Tegel.
9. Josef Thiel, Schiffbaudirektor des K. und K. See-Arsenals, Pola.
10. Friedrich Willemsen, Schiffbau-Ingenieur, Düsseldorf.
11. W. Worsoe, Ingenieur, Tegel.
12. D. Wulff, Oberinspektor, Bremen.

c) lebenslängliche Mitglieder.

1. Oscar Huldschinsky, Fabrikbesitzer, Berlin.
2. Carl Moleschott, Consul und Ingenieur, Rom.

d) ordnungsmässige Mitglieder.

1. H. Breda, Ingenieur, Friedenau.
2. L. W. Breuer, Ingenieur, Kalk b. Köln.
3. Otto Briede, Ingenieur und Direktor, Benrath.
4. Wilhelm de Fries, Fabrikdirektor, Düsseldorf.
5. Martin Harbeck, Ingenieur, Hamburg.
6. Henry Hess, Direktor, Ober-Schöneweide.
7. Ingenohl, Corvettenkapitän, Berlin
8. S. Jakobsen, Schiffbau-Ingenieur, Riga.
9. Jacobsen, Corvettenkapitän, Berlin.
10. Gisbert Kapp, Ingenieur, Berlin.
11. Aug. Kauermann, Oberingenieur, Duisburg.
12. Th. Keetman, Kommerzienrath, Duisburg.
13. Alexander Kelly, Direktor, Glasgow.
14. Max Kosegarten, Direktor, Berlin.
15. L. Kreymann, Vorsteher der Maschinistenschule, Lübeck.
16. Lampe, Kaiserl. Marinebauführer, Wilhelmshaven.
17. J. Löwe, Kommerzienrath, Berlin.
18. Peter W. Lüders, Ingenieur, Berlin.
19. E. v. Münstermann, Fabrikbesitzer, Ludwigshütte bei Kattowitz.
20. Louis Moldenhauer, Direktor, Berlin.
21. Alfred R. Newman, Rheder, London.
22. Carl Edler von Radinger, Ingenieur, Elbing.
23. K. Raspe, Diplom-Schiffbau-Ingenieur Charlottenburg.
24. Julius von Ripper, K. und K. Linienschiffskapitän, Pola.
25. Wilhelm Rump, Kaufmann, Hamburg.
26. Ludwig Sanders, Kaufmann, Hamburg.
27. Caspar Schumacher, Ingenieur, Kalk bei Köln.
28. K. Stephan, Civil-Ingenieur, Hamburg.
29. von Tirpitz, Excellenz, Vice-Admiral, Berlin.
30. Truppel, Kapitän zur See, Berlin.
31. Adolf Vollbrandt, Kaufmann, Hamburg.
32. Wallmann, Fregatten-Kapitän, Berlin.
33. Alfred O. Wichmann, Kaufmann, Hamburg.
34. G. Wolff, Geh. Oberbaurath z. D., Charlottenburg.

5. Wahl von zwei Rechnungsprüfern für das Geschäftsjahr 1900.

Als Rechnungsprüfer für das Jahr 1900 werden die bisherigen Herren, Direktor B. Masing und Rechtsanwalt Dr. jur. Vielhaben, wiedergewählt; beide nehmen die Wahl an.

6. Mittheilungen des Vorstandes.

a) Der geschäftsführende Vorsitzende, Geheimrath Busley, führt aus, dass infolge der gegen den Schluss des Geschäftsjahres stattfindenden

Hauptversammlung die Entlastung des Vorstandes nothwendigerweise erst sehr spät erfolgen kann und zwar nahezu ein Jahr nach der Abrechnung und Rechnungsprüfung, welche von jetzt ab immer sofort nach Schluss des Kalenderjahres vorgenommen werden soll.

b) Er theilt der Versammlung die Verhandlungen mit, welche in der vom „Verein deutscher Ingenieure" aufgenommenen Frage wegen praktischer Ausbildung der angehenden Ingenieure gepflogen worden sind, und die darin gipfeln, dass die Schiffsmaschinenbauer denselben Ausbildungsgang durchmachen wie die allgemeinen Maschinenbauer, die Schiffbauer dagegen die folgenden Vorschriften zu berücksichtigen hätten:

> Es wird empfohlen die einjährige Lehre auf einer Seeschiffswerft abzuleisten und thätig zu sein: etwa 1 Monat auf dem Schnürboden, 2—3 Monate in der Schiffs- und Modelltischlerei, 3 Monate in der Schiffsschmiede und -Schlosserei und 5—6 Monate beim Schiffbau.

c) Der Vorstand bringt für die vom „Verein deutscher Ingenieure" angeregte Bearbeitung eines zunächst deutsch, französisch und englisch abzufassenden internationalen technischen Wörterbuches eine Kommission in Vorschlag, bestehend aus den Herren:

> Ingenieur Abel, Wirkl. Admiralitätsrath Görris, Baurath Haack, Kapitän zur See Meuss, Direktor Middendorf, Ingenieur Rud. Rosenstiel, Konsul O. Schlick, Marine-Oberbaurath Schwarz, Ingenieur Seidler, Kapitän zur See a. D. Stenzel,

welche bereit sind, dieses Ehrenamt anzunehmen. Die Versammlung billigt die Wahl der Kommission, wovon der Vorstand den „Verein deutscher Ingenieure" in Kenntniss setzen wird, damit dieser das Weitere veranlassen kann.

d) Es folgt die Bekanntgabe einer Einladung der „Niles-Werkzeugmaschinenfabrik" in Ober-Schöneweide, welche den Gesellschaftsmitgliedern ihre Werkstätten am Mittwoch, den 21. November, vormittags zeigen will.

e) Der Verleger der Zeitschrift „Schiffbau" hat das folgende Schreiben an den Vorstand gerichtet, von dem die Versammlung mit Dank Kenntniss nimmt:

„An den Vorstand der ‚Schiffbautechnischen Gesellschaft'

Berlin.

Dem hochgeehrten Vorstand erlaube ich mir das nachstehende Anerbieten ergebenst zu unterbreiten.

In Anbetracht der Gleichartigkeit der Ziele, welche die ‚Schiffbautechnische Gesellschaft' und die in meinem Verlage erscheinende Zeitschrift ‚Schiffbau' verfolgen, glaube ich

annehmen zu dürfen, dass unter den Mitgliedern der Gesellschaft ein erhebliches Interesse für die Zeitschrift ‚Schiffbau' vorhanden ist, während es andererseits im Interesse der Zeitschrift liegt, an allen denjenigen Stellen gelesen zu werden, für welche sie ihrer Aufgabe entsprechend bestimmt ist. Ich erlaube mir daher dem hochverehrten Vorstande anzuzeigen, dass ich bereit bin, den Mitgliedern der ‚Schiffbautechnischen Gesellschaft' die genannte Zeitschrift von jetzt an zu dem ermässigten Preise von M. 8 für den Jahrgang (statt M. 12) zu liefern, wenn solche Bestellungen unter Bezugnahme auf die Mitgliedschaft direkt bei der Verlagsbuchhandlung erfolgen. Die Adresse der Verlagsbuchhandlung ist auf jedem Hefte der Zeitschrift aufgedruckt.

Dem hochgeehrten Vorstande würde ich für Veröffentlichung dieser Mittheilung in der bevorstehenden Generalversammlung sehr zu Dank verpflichtet sein.

Mit vorzüglicher Hochachtung

gez. C. E. M. Pfeffer."

f) Im Jahre 1901 wird in Glasgow eine Marine-Ausstellung stattfinden, bei welcher Gelegenheit die „Institution of Naval Architects" wahrscheinlich eine Sommer-Versammlung veranstalten wird. Der geschäftsführende Vorsitzende bittet die Versammlung ihn zu ermächtigen, dass er sich zur Herbeiführung einer officiellen Betheiligung der „Schiffbautechnischen Gesellschaft" an dieser Versammlung mit den maassgebenden Persönlichkeiten in Verbindung setzen darf.

Gelingt das geplante Zusammengehen, so wird Herr Woermann versuchen, den nach Glasgow gehenden Mitgliedern unserer Gesellschaft bei der betreffenden Rhederei eine Fahrpreisermässigung für die Reise von Hamburg nach Leith und zurück zu verschaffen, damit die Betheiligung eine recht rege werden kann.

Die Versammlung ertheilt die Ermächtigung.

Herr Baurath Peters, Berlin, Direktor des „Vereines deutscher Ingenieure", dankt der „Schiffbautechnischen Gesellschaft" für das Entgegenkommen bezüglich des technischen Wörterbuches. Er hofft, dass aus diesem erstmaligen Zusammengehen beider Vereine sich ein recht häufiges Miteinanderarbeiten und daraus ein immer innigeres Verhältniss entwickeln möge.

Seine Königliche Hoheit schliesst hierauf die geschäftliche Sitzung um 10 Uhr vormittags. Das vorstehende Protokoll wurde nach Schluss der Hauptversammlung um $12^3/_4$ Uhr vorgelesen und genehmigt.

Berlin, den 20. November 1900.

gez. Busley,
Geschäftsführender Vorsitzender.

gez. Seidler,
Schriftführer.

VII. Unsere Todten.

Die „Schiffbautechnische Gesellschaft“ hatte im Laufe des Jahres 1900 das Ableben von drei bedeutenden Mitgliedern zu beklagen. Es starben:

Herr Hermann Howaldt, Direktor der Howaldtswerke zu Kiel, am 17. Mai,

Herr Carl Ferdinand Laeisz, Rheder zu Hamburg, am 22. August,

Herr August Koch, Geheimer Admiralitätsrath zu Berlin am 25. November.

HERMANN HOWALDT.

Am 26. November 1852 wurde Hermann Howaldt als Sohn des Fabrikbesitzers Howaldt zu Kiel geboren. Er besuchte das Gymnasium seiner Vaterstadt und erwarb sich, nachdem er wegen Kränklichkeit längere Zeit den Schulbesuch hatte aussetzen müssen, die Berechtigung zum einjährig-freiwilligen Militärdienst vor der Prüfungskommission zu Schleswig.

Dem Brauche seiner Familie folgend, arbeitete er von 1869 bis 1873 praktisch als Lehrling des Maschinenbaues in der Fabrik seines Vaters. Nachdem er ein Semester auf dem Polytechnikum zu Hannover studirt hatte, genügte er seiner Militärpflicht beim Feld-Artillerie-Regiment No. 10. Vom Jahre 1874 bis 1877 besuchte er die damalige Gewerbe-Akademie zu Berlin, um seine angefangenen Studien im Schiffsmaschinenbau fortzusetzen. Hieran anschliessend hörte er noch ein Semester die Vorträge von Professor Grashof in Karlsruhe und trat dann in die Fabrik seines Vaters ein.

Seine praktische Thätigkeit begann er mit dem Bau von Schwimmdocks, indem er das erste Amsterdamer Komposite-Schwimmdock konstruirte, welches auf einer holländischen Werft unter seiner persönlichen Leitung ausgeführt wurde.

Inzwischen war aus der Firma Schweffel & Howaldt die Maschinenfabrik Gebr. Howaldt hervorgegangen, deren Leitung der Verstorbene in Gemeinschaft mit seinem Bruder im Jahre 1879 übernahm. Nach Austritt des letzteren aus der Firma leitete Hermann Howaldt die Fabrik allein, bis dieselbe im Jahre 1889 mit der Kieler Schiffswerft von G. Howaldt unter dem Namen „Howaldtswerke“ vereinigt wurde. Als Mitglied des Direktoriums dieser Werke nahm er in seinen letzten Lebensjahren thätigsten Antheil an dem Neubau und der Entwickelung derselben zu einer grossen modernen Anlage. Seine Hauptaufgabe erblickte der Verstorbene von jeher in konstruktiver Thätigkeit, auf welchem Gebiete er auch schöne Erfolge erzielte. Von übergrosser Pflichttreue erfüllt, gönnte er sich keine Erholung, und dieser rücksichtslosen Anspannung seiner Arbeitskraft konnte sein Körper auf die Dauer nicht widerstehen. Im Begriffe, zur Wiederherstellung seiner geschwächten Gesundheit den Süden aufzusuchen, ereilte ihn im besten Mannesalter der Tod und endete ein emsigster Arbeit und ernstlichem Vorwärtsstreben gewidmetes Leben.

CARL FERDINAND LAEISZ.

Als am 22. August 1900 der Heimgang von Carl Ferdinand Laeisz bekannt wurde, war es ein allgemeines Gefühl, dass der deutsche Welthandel und insbesondere die Rhederei Hamburgs einen herben, schier unersetzlichen Verlust erlitten habe. In der Blüthe des Lebens, im schaffensfreudigen Alter von 47 Jahren schien der Dahingegangene nach menschlichem Ermessen berufen, noch lange Jahre seiner Firma, seiner Vaterstadt und unserem ganzen deutschen Vaterlande zu dienen.

Seine hohen Geistesgaben, seine allseitigen reichen Erfahrungen und seine ungewöhnliche, nie versagende Arbeitskraft hatte er in den Dienst einer umfassenden gemeinnützigen Thätigkeit gestellt, und hiermit zusammenfallend, fehlen dem Bilde dieses seltenen Mannes auch nicht die sympathischen Züge der Freundlichkeit und wahren Nächstenliebe. Er lieh jedem, der ihn in irgendwelcher, sei es öffentlicher oder persönlicher Angelegenheit aufsuchte, sein Ohr, trotz seiner spärlich bemessenen freien Zeit. Wieviele Sorgen er gebannt und welchen Kummer er durch seine stille, nie an die Oeffentlichkeit getretene Wohlthätigkeit gelindert hat, ist nur wenigen Vertrauten bekannt geworden. Auch die „Schiffbautechnische Gesellschaft“ stand trauernd an der Bahre des Entschlafenen. Verlor sie doch in ihm einen

Mann, der sie bei ihrer Begründung mit treffenden Rathschlägen unterstützte und ihren Zielen das weitgehendste Verständniss entgegenbrachte.

Carl Ferdinand Laeisz wurde am 10. August 1853 in Hamburg geboren. Nach dem Besuche der Schulen seiner Vaterstadt für den kaufmännischen Beruf ausgebildet, machte er nach vollendeter Lehrzeit in den Jahren 1875 bis 1877 eine Reise um die Welt, wodurch sein weltmännischer Blick und seine praktische Erfahrung schnell heranreiften. Nach seiner Rückkehr wurde er noch von seinem Grossvater als Theilhaber in die Firma F. Laeisz aufgenommen. Schon im Jahre 1881 war er der Leiter der Rhederei „Hansa", in deren Aufsichtsrathe er verblieb, bis dieselbe mit der Hamburg-Amerika-Linie verschmolzen wurde. Das Hauptwerk seines Lebens ist die Schöpfung der deutschen Seeberufsgenossenschaft, an deren Spitze er von ihrem Gründungstage, dem 5. December 1887 bis zu seinem Tode stand. Sie wird ein Denkmal seines Lebens und Wirkens bleiben. Ihr Vorstand sprach in einem Nachrufe aus, dass Carl Ferdinand Laeisz durch seine Thatkraft, sein Organisationstalent und sein reiches Wissen die Berufsgenossenschaft zu der Höhe emporgehoben habe, auf der sie sich heute befindet.

Der Verstorbene gehörte seit 1884 auch der Hamburger Handelskammer an, deren Präsidium er von 1895—1898 führte. Seit dem Jahre 1892 war er auch Mitglied der Hamburger Bürgerschaft. Diese umfassende Thätigkeit war selbst für die Riesennatur von Carl Ferdinand Laeisz zu viel. Durch Ueberanstrengung seiner unerschöpflich scheinenden Kräfte trat im Frühjahr 1900 ein Siechthum ein, welches nach mehreren Monaten dieses köstliche Leben zum Erlöschen brachte.

Carl Ferdinand Laeisz wird uns stets als ein Beispiel edelster, in sich gefestigter Männlichkeit voranleuchten.

AUGUST KOCH.

August Koch wurde am 5. August 1830 zu Königsberg in Preussen geboren. Seine Schulausbildung genoss er in seiner Vaterstadt, woselbst er auch, einer Neigung zum Schiffbau folgend, auf der Werft des Schiffbaumeisters Eggert in den Jahren 1847—1851 seine erste praktische Ausbildung erhielt. Nachdem er sich noch etwa ein Jahr auf der Werft von Rickmers in Bremerhaven praktisch beschäftigt hatte, genügte er seiner Dienstpflicht in der Königl. Preuss. Marine. Um die Königl. Schiffbauschule zu Grabow, die damalige einzige deutsche Bildungsstätte für Schiffbau mit Erfolg besuchen zu können, bereitete sich Koch von 1854—1855 durch einen Kursus

auf der Provinzialgewerbeschule zu Königsberg vor, worauf er 1855 die genannte Fachschule bezog, welche er 1857 nach abgelegter Schiffbaumeisterprüfung verliess. — Im April desselben Jahres trat Koch als Hilfsarbeiter in das Schiffbaubüreau der Königl. Admiralität zu Berlin ein. Im Juli des Jahres 1860 wurde er zum Schiffbau-Unteringenieur und im Februar 1868 zum Schiffbauingenieur ernannt. Von nun ab machte er schnelle Karrière, im Februar 1870 ist er bereits Admiralitätsrath und im August 1877 stand er als Geheimer Admiralitätsrath an der Spitze des Schiffbaudecernats. Im Oktober des Jahres 1879 wurde ihm auf seinen Antrag die Entlassung aus dem Reichsdienste gewährt.

Während der Zeit, in welcher Koch der Königlich Preussischen, dann der Norddeutschen Bundes- und zuletzt der deutschen Reichsmarine angehörte, war er die eigentliche Seele des Schiffbauressorts der Admiralität. Nach seinem Risse wurde unter anderen die gedeckte Korvette „Elisabeth“ gebaut, welche 1869 bei der Eröffnung des Suezkanals als neues Schiff ihrer schönen Formen wegen die Bewunderung aller dort vertretenen Nationen erregte. Koch war der Konstrukteur der ersten auf deutschen Werften erbauten Panzerschiffe, neben welchen er eine ganze Reihe von Korvetten, Kanonenbooten und Avisos entwarf. Unter seiner Führung verliess der deutsche Kriegsschiffbau die bisherige Holzkonstruktion und ging zur Eisenkonstruktion über. Koch hat auch als akademischer Lehrer erfolgreich gewirkt, besonders anregend waren seine Konstruktionsübungen, in denen er die weitaus grösste Zahl der heutigen in maassgebenden Stellungen befindlichen Fachgenossen für ihren späteren Beruf vorbereitete. Im Jahre 1861 begann er seine Lehrthätigkeit an der damaligen Gewerbe-Akademie in Berlin, welche er erst im Jahre 1878 als Docent der technischen Hochschule niederlegte. Seit seinem Ausscheiden aus dem Reichsdienste lebte Koch in Berlin in stiller Zurückgezogenheit, bis am 25. November 1900 ein Herzschlag seinem Leben im Alter von 70 Jahren unerwartet ein Ende machte.

In den Herzen seiner Schüler, die aus dem reichen Schatze seiner praktischen Erfahrung schöpfen konnten, wird sein Andenken stets in Ehren gehalten werden.

Vorträge.



Moderne Werftanlagen und ihre voraussichtliche Entwickelung. [1]

Vorgetragen von Tjard Schwarz.

Der bedeutsame Aufschwung, welcher in den letzten Jahrzehnten in allen Industriezweigen, im Besonderen jedoch in dem Eisenhüttenwesen als der Nährmutter fast aller modernen Fabrikationszweige zu verzeichnen ist, findet in der Hauptsache seine Grundlage, ja, man kann wohl sagen, seine Daseinsberechtigung in der Schaffung von mechanischen Vorrichtungen für die Bewegung der Rohstoffe und Materialien. Bei der steten Zunahme der fortzuschaffenden Massen in der Eisenhüttenindustrie und angesichts des Arbeitermangels, welcher auf den Werken allenthalben herrscht, muss das Bestreben, die Handarbeit mehr und mehr durch Maschinen zu ersetzen, wesentlich gefördert werden. Müssen doch zur Erblasung von 250 Tonnen Roheisen, dem Durchschnittstagewerke eines Hochofens, annähernd das dreifache Gewicht an Eisenerz und Kalkstein und ein gleiches Gewicht an Koks, also zusammen 1000 Tonnen in 24 Stunden auf die Gicht gefördert werden. Berücksichtigt man nun ferner, dass die meisten Hüttenwerke über die Hälfte der Materialien, im Besonderen die Erze, aus weiter Ferne herbeischaffen müssen, wobei mehrfache und umständliche Umladungen erforderlich werden, bevor sie auf der Gicht des Hochofens ihrem Zweck übergeben werden können, so dürfte es einleuchtend sein, dass mit der Steigerung der Eisen- und Stahlproduktion eine wesentliche Vermehrung der Transportmittel an Eisenbahnfahrzeugen und Schiffen sowie die Einführung praktischer und leistungsfähiger Umlade- und

[1]) Die Anregungen zu diesem Vortrage verdankt der Verfasser zum grossen Theile seiner Thätigkeit als Mitglied der Kommission zur Untersuchung der Lage des Schiffbaues, welche vom Staatssekretär des Reichs-Marine-Amtes im Juni 1899 eingesetzt ist.

Lagervorrichtungen Hand in Hand gehen musste. Es entstand auf diese Weise, in der Hauptsache von Amerika ausgehend, ein neuer Industriezweig für Transportvorrichtungen und Hebezeuge, welcher auch in Deutschland bereits zu einer hervorragenden Leistungsfähigkeit gelangt ist, nachdem die elektrische Kraftübertragung in den Dienst derselben gestellt werden konnte.

Diese Entwickelung der Transport- und Hebezeuge unter Anwendung einer Kraft-Centrale, welche unzweifelhaft der Eisenhüttenindustrie zu verdanken ist, hat nun befruchtend auf die anderen gewerblichen Betriebe gewirkt, und ist der Einfluss auf den Schiffbau in allen Ländern, im besonderen aber in Amerika, nicht zu verkennen, ja es steht zu erwarten, dass die allgemeine Einführung von praktischen Transporteinrichtungen und Hebezeugen den Stahlschiffbau, namentlich seit dem gewaltigen Anwachsen der Schiffsräume, noch zu einer weiteren kraftvollen Entwickelung führen wird, zumal die Materialstärken der bis zu 17000 Brutto-Register-Tonnen messenden Schiffe derartig gesteigert sind, dass ein Transportiren der schweren Platten und Profile ohne mechanische Hilfsmittel nicht mehr durchführbar ist. Es ist daher für die Leistungsfähigkeit einer Werft von grösstem Werthe, dass die einzelnen Werkstätten mit Bezug auf den Materialienplatz einerseits und zum Bauplatz auf der Helling sowie zu dem am Kai liegenden Schiffe anderseits derart gruppirt sind, dass unnöthige Massenbewegungen der Baumaterialien und fertigen Schiffstheile vermieden werden, dass der Transport von den Werkstätten zum Schiff durch mechanische Hilfsmittel unterstützt wird, und dass die Werkstätten selbst mit leistungsfähigen und praktischen Hebezeugen ausgerüstet sind. Als zweiter Faktor tritt dann hinzu, dass die Werkstätten zur weitestgehenden Verwendung der Maschinen- an Stelle der Handarbeit mit den besten und leistungsfähigsten Werkzeugmaschinen ausgestattet sein müssen. Denn nur durch eine zweckmässige Arbeitstheilung und äusserste Specialisirung und demnach Ausnutzung moderner, auf Massenfabrikation eingerichteter Werkzeugmaschinen kann der Leutenoth und im besonderen dem Mangel an gelernten Handwerkern mit Erfolg begegnet werden. In welcher Weise dieses Bestreben in den letzten Jahren von den Schiffswerften zur Geltung gebracht worden ist, und welche weiteren Fortschritte in dieser Beziehung für die Zukunft noch zu erwarten stehen, darüber mögen die folgenden Betrachtungen Aufschluss geben.

Um ein klares und übersichtliches Gesammtbild zu erhalten, sei es gestattet, mit einem kurzen Rückblicke zu beginnen:

Vor 50 Jahren war in Deutschland nur der Holzschiffbau vertreten. Das Charakteristische der Holzschiffwerften bestand in einem gegen die Wasserfront geneigten Gelände, auf welchem durch Stapelklötze die einzelnen Bauhellinge gekennzeichnet waren. Um die Helling herum gruppirten sich einzelne Schuppen zur Bearbeitung der Planken; die Spanthölzer wurden meist an der Helling im Freien ausgearbeitet. In der Nähe der Hellinge war dann der Dampfkasten zum sogenannten „Steamen" der Planken aufgestellt. Grössere Werften besassen auch eine Schiffsschmiede zur Herstellung der eisernen Beschläge, Kniee u. s. w. Maschinenkraft war auf den Holzschiffswerften in der Regel nicht vertreten. Die Hölzer wurden mit der Hand ausgearbeitet, sodass nur gelernte Schiffszimmerleute beschäftigt wurden. Waren die Spanten fertig behauen, so wurden sie auf die Helling getragen, zusammengelegt, verbolzt und aufgerichtet. Die Aussenhaut-Planken wurden nach dem „Steamen" auf den Schultern der Leute an das Schiff gebracht und ohne Verzug an die Bauhölzer angekeilt. Da hierzu eine grössere Anzahl Leute nöthig war, so lag kein Bedürfniss vor, für den Transport besondere mechanische Einrichtungen zu treffen. Die Leute mussten zum Anbringen der Planken, zum Aufrichten der Spanten ihren Arbeitsplatz doch verlassen, sie übernahmen daher auch den Transport und kehrten erst zu ihrer Arbeit zurück, wenn die Bauhölzer an Ort und Stelle waren. Später kam dann die Arbeit des Schlichtens, Hobelns, Dichtens sowie des Verbolzens, welche am Schiff ausgeführt wurde, hinzu. Die Helling war demnach beim Holzschiffbau Richtplatz und Arbeitsplatz zugleich.

Mit Beginn der Einführung des Eisenschiffbaues, Mitte der fünfziger Jahre, traten neue Verhältnisse ein. Die Bearbeitung der Eisenmaterialien bedingte Arbeitsmaschinen, die mittelst Dampfmaschine getrieben wurden. Das Biegen der Spanten, sowie das Ausarbeiten der gekrümmten Aussenhautplatten erforderte besondere Glühöfen und Vorrichtungen. Es entstand so die Schiffbauwerkstatt, in welcher die Platten und Winkel theils kalt, theils warm vorgearbeitet wurden, während auf der Helling die Zusammensetzung und Vernietung der Bautheile erfolgte. Zwar mussten die einzelnen Bautheile hier noch mancherlei Bearbeitungen erfahren, wie z. B. Knarren von Löchern, Meisseln, Nieten, Stemmen etc., doch erfolgten diese Arbeiten durchweg mit der Hand. Auch der Transport der in der Werkstatt vorgearbeiteten Baustücke nach der Helling erfuhr gegenüber dem Holzschiffbau zunächst keine Aenderung. Die Arbeiter trugen die Spanten und Platten, nachdem sie die Bearbeitung derselben in der Werkstatt beendet

hatten, auf den Schultern auf die Helling bezw. auf die meist roh zusammengebauten Stellinge zum Einbau in das Schiff. Diese schwerfällige und primitive Arbeitsmethode dauerte bis in die achtziger Jahre hinein, dann begann man damit, für den Transport auf der ebenen Erde Wagen mit Schienengeleisen zu Hilfe zu nehmen und das Heissen der Bautheile mittelst Lade-

Winde mit elektrischem Antrieb.

Fig. 1.

bäumen zu bewerkstelligen, welche am Kopf der Helling an Masten montirt waren. Das Heissen geschah anfangs von Hand, später mittelst Dampfwinden. Im Laufe der Zeit wurden die mit Ladebäumen versehenen Masten vermehrt bis zu drei auf jeder Schiffsseite, und erhielten die Winden, wegen ihrer Aufstellung weit entfernt von den Werkstätten, elektrischen Antrieb. Als Beispiel mag auf die elektrische Winde von Blohm & Voss, Patent As-

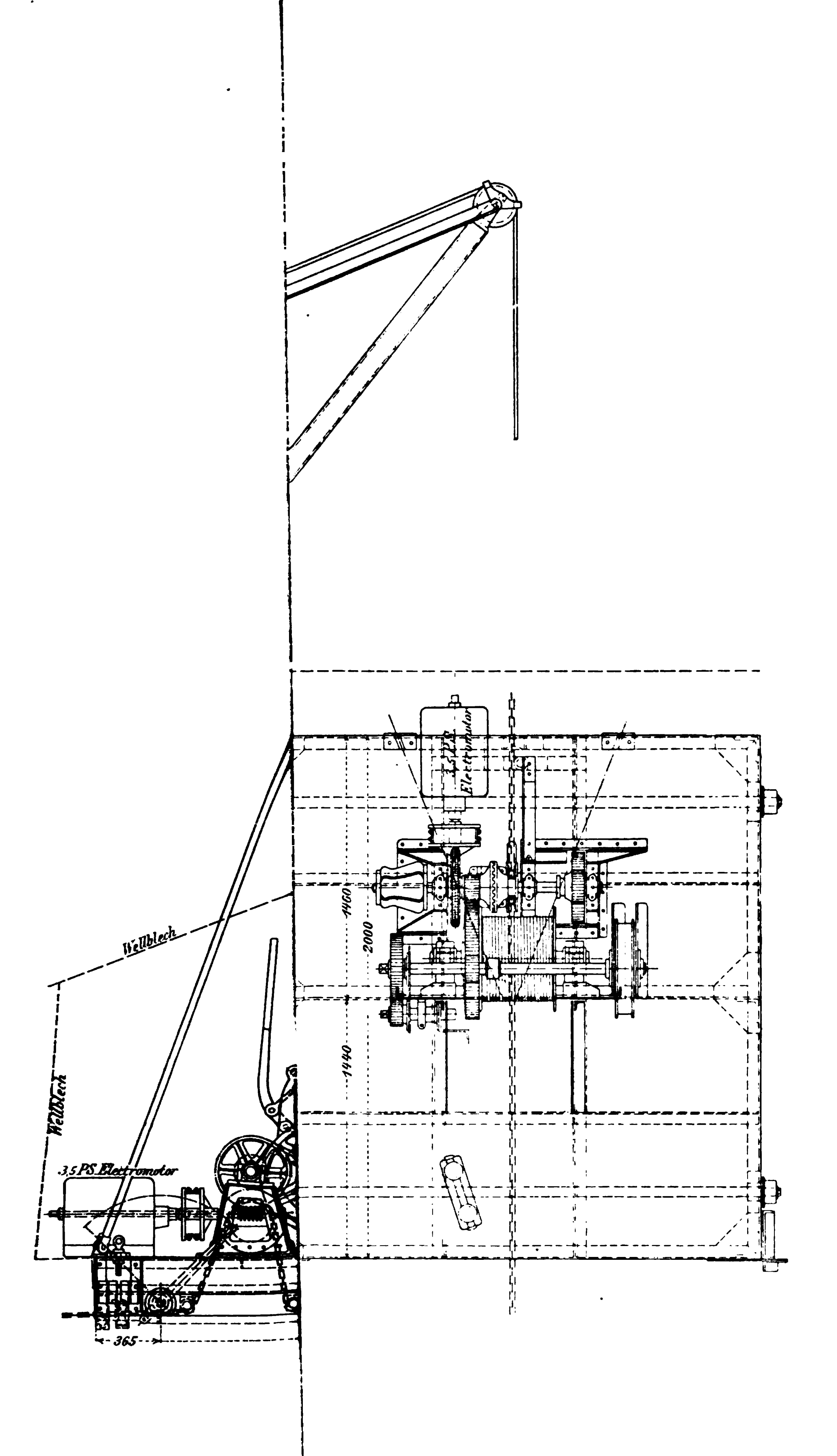


Fig. 4.

Schw. 58 a.

mussen, hingewiesen werden (Fig. 1); dieselbe ist wegen des fehlenden Anlasswiderstandes sowie durch die einfache Umstellung vom Heben zum Senken, wobei der Motor seine Drehrichtung beibehält, besonders für den Werftbetrieb geeignet. Der Arbeiter hat nur nöthig, den unten am Bock angebrachten Stromausschalter auf Stromschluss zu stellen, um den Motor in Gang zu setzen und dann mit dem Hebel zu steuern.

Der erste schüchterne Anfang, für die Arbeiten auf der Helling Maschinen zu Hilfe zu nehmen, wurde von dem Stettiner Vulcan gemacht. Der Bau einer grösseren Anzahl Kreuzer, (eiserne Schiffskörper mit Holzbeplankung) veranlasste diese Werft Ende der siebziger Jahre längs der Helling von der Schiffbau - Werkstatt aus eine Transmissionswellenleitung an den Stellingpfosten anzuordnen, von welcher mittelst Seilbetrieb transportable Bohrmaschinen angetrieben wurden, um die Löcher in der Aussenhautbeplattung für die Bolzen der Holzbeplankung zu bohren. Da die Wellenleitung ungeschützt unter freiem Himmel angeordnet war, so war die Konservirung der Lager schwierig, und war demnach der Arbeitsverlust durch Reibung ein erheblicher.

Neben diesen Bohrmaschinen kamen dann zuerst in England die transportablen hydraulischen Nietmaschinen auf, welche namentlich bei der am Clyde zuerst eingeführten Baumethode, die Spanten mit den Bodenwrangen und Balken auf dem Werftboden, auf Schienen gelagert, zu vernieten und dann als Ganzes aufzurichten, sehr gute Dienste leisteten. Man förderte hierdurch die Arbeit wesentlich, da einerseits die Nietung zu ebener Erde leicht mit hydraulischen Nietmaschinen erfolgen konnte, anderseits der Transport des Materials nach oben durch das Aufrichten der Spanten in einem Zuge vereinfacht wurde. Auch gab es in England bereits in den siebziger Jahren einen sogenannten Hellingkran, einen feststehenden Bockkran, welcher auf der Werft von A. Stephens & Sons freilich nur dazu benutzt wurde, schwere Maschinen und Kesseltheile vor dem Stapellauf ins Schiff einzusetzen, für den Bau des Schiffsrumpfes fand er keine Verwendung.

Doch erst mit der Einführung der elektrischen Kraftübertragung konnte für den Schiffbau ein weiterer Fortschritt für die Verbesserung der Transportmittel sowie für die Erweiterung der Maschinenarbeit auf der Helling angebahnt werden. Die günstigen Grundlagen, von einer elektrischen Kraftcentrale aus mittelst Kabelleitung den elektrischen Strom an eine beliebige Stelle zu leiten und dort mit Hilfe von transportablen Motoren in mechanische Arbeit

Hellingkran der Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven.

Fig. 5.

Hellingkran der Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven.

Fig. 6.

umzusetzen, sind für die Arbeiten auf der Helling von so wesentlichem Vortheile, dass im Schiffbau der elektrische Kraftbedarf sehr bald stark zunahm. Kam doch noch hinzu, dass der elektrische Strom sich nicht allein für den

Hellingkran der Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven.

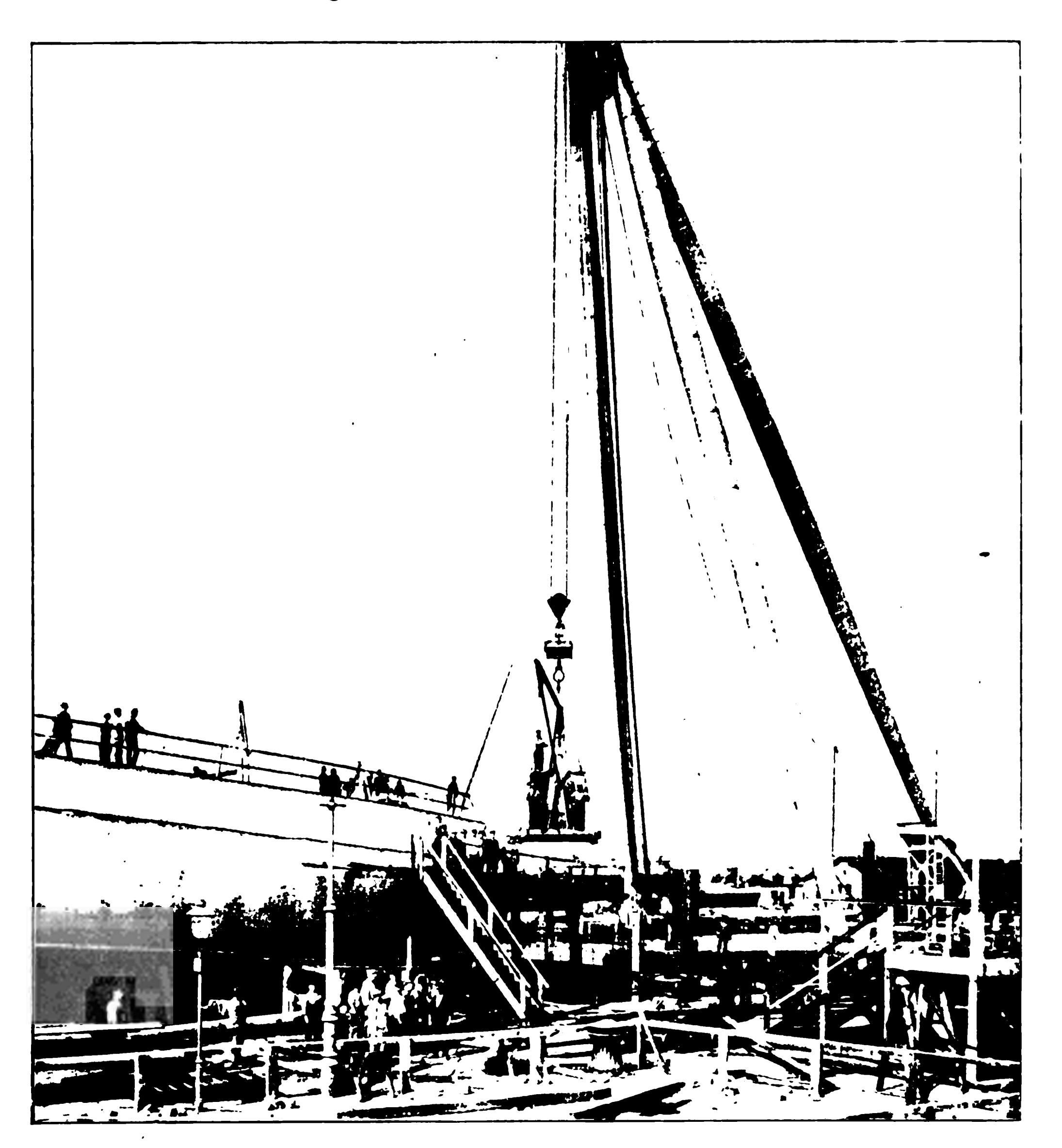


Fig. 7.

Betrieb der Hebewinden sowie zum Antrieb von Arbeitsmaschinen vortheilhaft erwies, sondern mit derselben Stromleitung konnte auch zugleich die sehr wichtige Beleuchtung des Schiffes und seiner Innenräume erzielt werden. Die Einführung der elektrischen Beleuchtung im gesammten Werftbetriebe, ein-

schliesslich der Hellinge, steigerte auch insofern die Leistungsfähigkeit der Werften, als nunmehr in den Wintermonaten eine Einschränkung der Arbeitszeit nur selten zu erfolgen brauchte. Dort, wo früher die Arbeiter an Bord bei russenden Oellampen oder Talglicht arbeiten mussten, brennen jetzt Bogenlampen und herrscht fast Tageshelle, sodass die Arbeit zu jeder Tages- oder Nachtzeit sauber ausgeführt werden kann. Da ferner sämmt-



Bohrwelle mit elektrischem Antrieb auf der Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven.

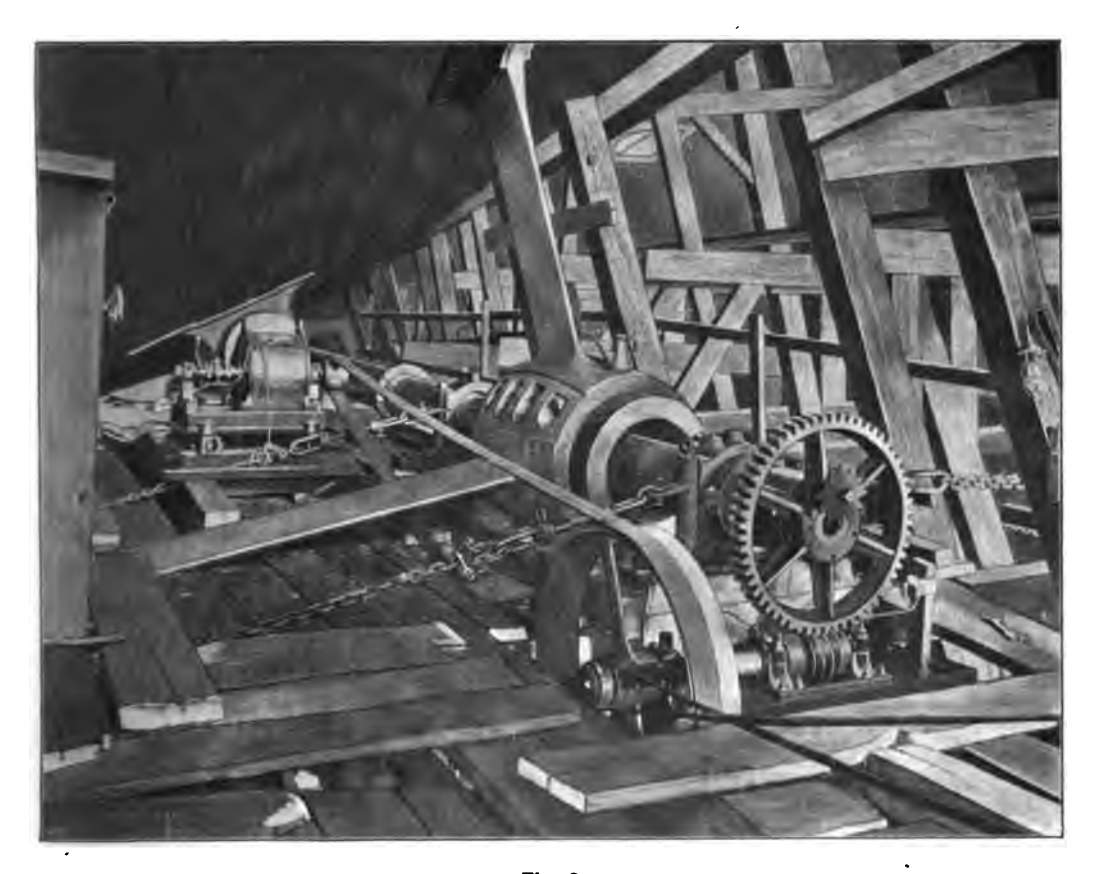


Fig. 8.

liche Niedergänge und Passagen durch Glühlampen erhellt werden, so ist hierdurch die Betriebssicherheit eine grössere geworden und kommen Unglücksfälle durch Fehltritte seltener vor. Um einen Ueberblick zu geben, in welchem Umfange die elektrische Kraftübertragung für die Arbeiten auf der Helling ausgenutzt werden kann, mögen die bezüglichen Einrichtungen der Kaiserlichen Werft Wilhelmshaven, welche hierin in Deutschland bahnbrechend vorging, kurz geschildert werden:

Die Begründung der elektrischen Kraftstation im Schiffbauressort der Werft Wilhelmshaven erfolgte mit der Kiellegung des Linienschiffes „Kaiser Friedrich III.“, und wurde die Anlage bei der Inbaunahme des Linienschiffes „Kaiser Wilhelm II.“ derartig erweitert, dass für die Arbeiten auf der Helling im ganzen 17 Motore zur Verfügung standen. Während von diesen zwei zu 3,5 PS ausschliesslich zum Materialtransport verwendet werden, dienen die übrigen zum Antrieb der verschiedenen Arbeitsmaschinen. Der Materialtransport auf der Helling wird von zwei Laufkranen bewerkstelligt, (Fig. 2—4), welche auf U-Schienen laufen, die auf der Stelling zu beiden Seiten des Schiffes befestigt sind. Diese Laufbahn besitzt entsprechend dem Fall der Helling eine Steigung von 1 : 16 (Fig. 5). Die Bewegung jedes Kranes erfolgt durch Aufwickeln einer Kette auf ein Kettenrad am Kran. Die Ausladung jedes der beiden Krane beträgt 3 m, das Drehen der Bäume erfolgt mit der Hand, während die Windetrommeln mittelst Schneckenradantrieb und Stirnrädern von je einem 3,5-pferdigen Motor betrieben werden. Die Motore sind zum Vor- und Rückwärtsgang eingerichtet und mit Polwender und Anlasswiderständen versehen. Die Stromzuleitung erfolgt durch Kabel, welche mit verschiedenen Anschlussdosen nach Belieben verbunden werden können. Das Eigenartige der Kranunterstützung liegt darin, dass sie in zwei Etagen derart angeordnet ist, dass jeder Kran zunächst auf der unteren Etage, welche in Höhe des Panzerträgers der Linienschiffe angebracht ist, entlang fährt. Ist der Bau dann nach oben weiter fortgeschritten, so bauen sich die Krane selbst ihre zweite Etage auf, bestehend aus Stützen und Balken aus U-Eisen, die oben durch die Laufschienen verbunden werden und zwar vom Vorsteven beginnend, bis sie, am Heck angelangt, vom Schwimmkran auf die obere Plattform gesetzt werden. Die Abbildungen 6 und 7 zeigen in umgekehrter Weise das Abbauen der Stelling für den Stapellauf. Durch die Aufstellung der Krane in zwei Etagen nach einander wird es ermöglicht, dass die Baumaterialien nur gerade so hoch gehoben zu werden brauchen, als es zum Einbauen ins Schiff erforderlich ist. Jeder Kran, welcher rund 5000 kg wiegt, besitzt eine Tragfähigkeit von 3000 kg bei einer Heissgeschwindigkeit von 4 m pro Minute. Die Materialien werden mittelst Lowrys an die Längsseite der Helling gebracht und dann direkt vom Kran erfasst und an die Einbaustelle ins Schiff befördert. Für den Einbau der Balken können beide Krane auch zusammen arbeiten. Die Leistungsfähigkeit beträgt im Durchschnitt 20 t pro Tag. Von den übrigen Motoren ist ein 9-pferdiger vorzugsweise dazu beschafft worden, um die

Maschine zum Ausbohren des Stevens, der Wellenböcke und der Austrittsstutzen für die Wellenrohre anzutreiben (Fig. 8). Die bequeme und leichte Montage, die schnelle und äusserst gleichmässige Arbeitsausführung des Motors, sowie die ökonomische Verwendung des zur Verfügung stehenden elektrischen Stromes haben gegenüber der früher für diese Zwecke verwendeten Dampflokomobile mit Riemenantrieb die Anschaffung eines solchen Motors sehr bald bezahlt gemacht. Da für diesen Zweck der Motor für jeden Neubau nur etwa 14 Tage bis drei Wochen in Betrieb zu sein braucht, so wird derselbe für die übrige Zeit zum Antriebe von kleinen Lochmaschinen verwendet, welche in der Nähe der Plattformen zum Zusammenlegen der Querschotte aufgestellt sind. Sechs Motore von 3,5 PS finden in der Hauptsache zum Betriebe von Bohr- und Gewindeschneidemaschinen Verwendung, welche die unzähligen Löcher mit Schraubengewinde in dem Panzerdeck herstellen (Fig. 9). Der 3,5-pferdige Motor treibt meist eine kurze Transmissionswelle an, von welcher durch Seiltransmission die Gelenkwellen von 3—4 Bohr- bezw. Schraubenschneidemaschinen bethätigt werden. Nach der Fertigstellung des Panzerdecks werden die Motore zum Antriebe für Lochfraise-Maschinen zur Herstellung von Mannlöchern etc. zum Antriebe von Planhobelmaschinen für das Ausschneiden und Besäumen von Decksöffnungen oder zum Antriebe von transportablen Kaltsägen, zum Abschneiden der Balken, Winkel etc. praktisch verwendet (Fig. 10 und 11). Das geringe Gewicht der Motore bietet für den Transport derselben keine Schwierigkeiten, und so können dieselben je nach Bedürfniss für diejenigen Werkzeugmaschinen ausgenutzt werden, welche nach dem Stande des Baues am dringendsten gebraucht werden. Einzelne Motore bleiben jedoch fast während der ganzen Zeit stationär. Hier sind ein 25-pferdiger Motor zum Antriebe des Luftkompressors für die Pressluftwerkzeuge, sowie 2 kleine Motore zum Betriebe von Centrifugalgebläsen zu nennen, welche in eisernen Rohrleitungen mit Schlauchabzweigungen den zahlreichen Nietessen Wind zuführen. Die Nietjungen brauchen auf diese Weise das Tretrad der Essen nicht mehr zu bethätigen und können ihre Aufmerksamkeit allein dem Warmmachen der Nieten zuwenden. Das Qualmen der Nietfeuer wird ausserdem geringer, sodass die in den Schiffsräumen arbeitenden Leute weniger belästigt werden. Zur Ventilation der Doppelbodenräume beim Streichen derselben mit den meist spiritusreichen Farben verrichten die transportablen Motore ausgezeichnete Dienste, und so sehen wir, dass die elektrische Kraftübertragung auch in gesundheitlicher Beziehung für die Arbeiter ihre grossen Vorzüge besitzt.

Aufstellung der Bohrmaschinen mit elektrischem Antriebe für Bohrungen im Panzerdeck.

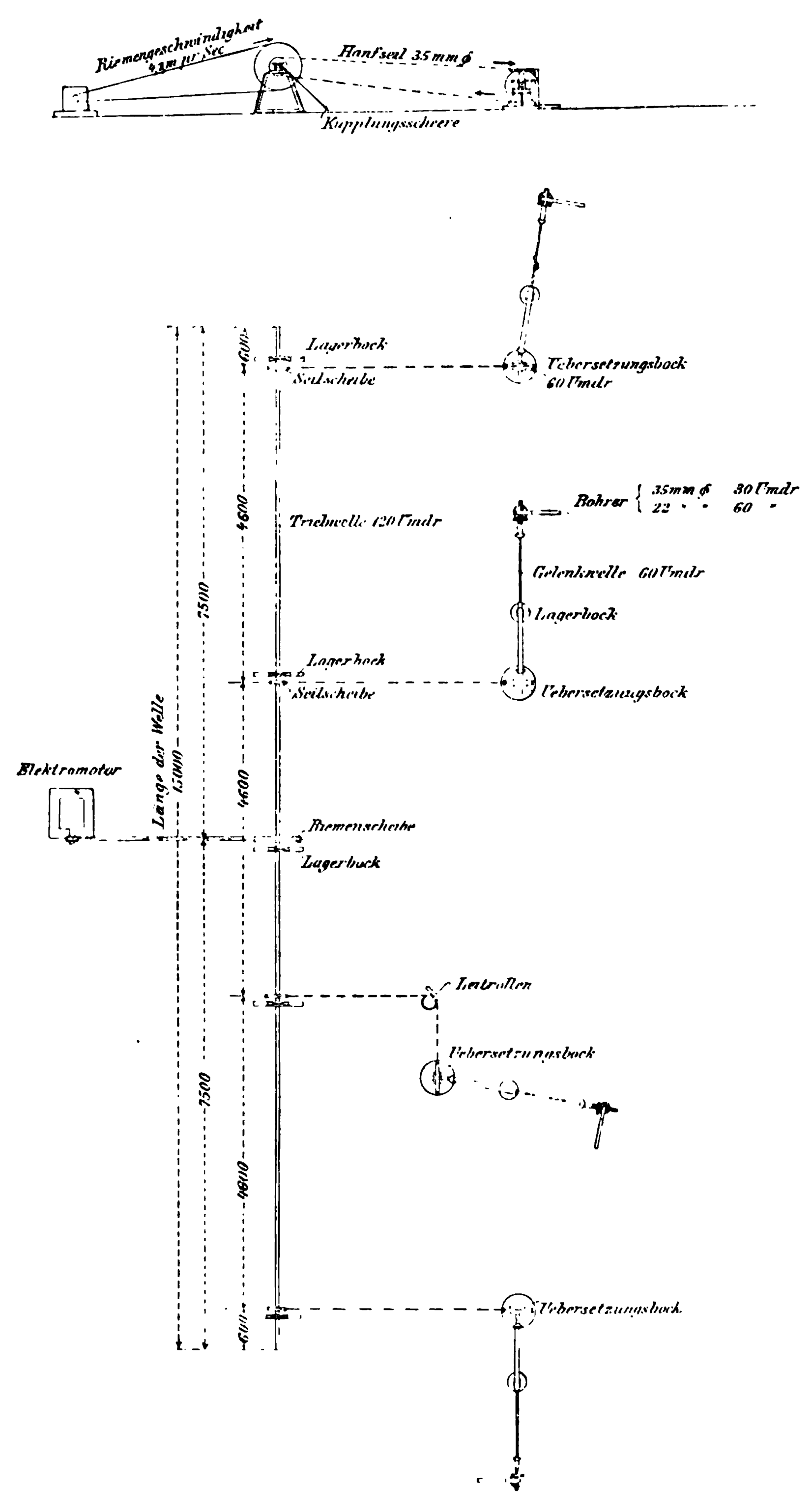


Fig. 9.

Zum Schlusse mögen noch die elektrisch angetriebenen Centrifugalpumpen erwähnt werden, welche für das Füllen der einzelnen wasserdichten Abtheilungen das Wasser aus dem Hafen ins Schiff und nach dem Prüfen der-

Hebel-Kaltsäge mit elektrischem Antriebe.
Blattdurchmesser 1050 mm.

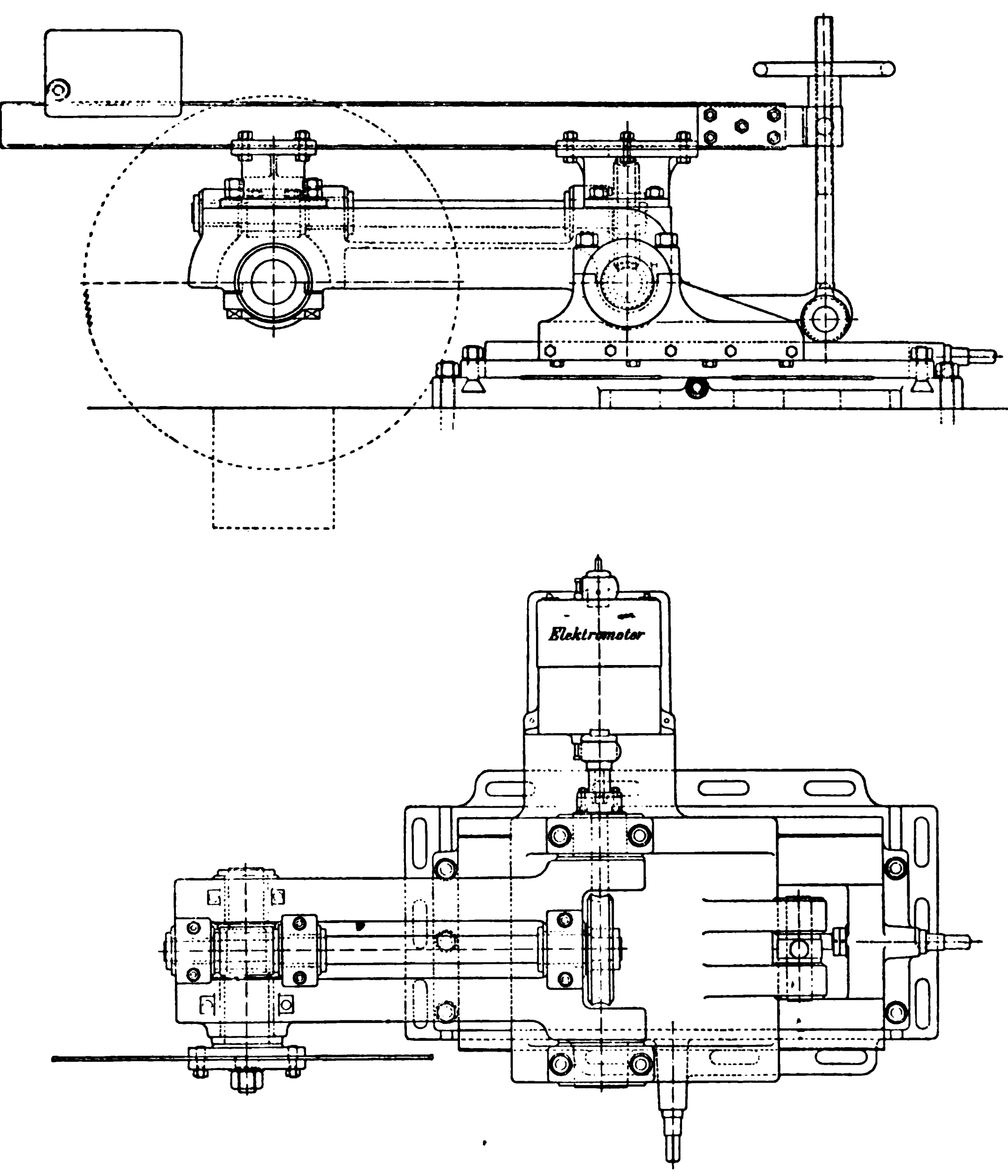


Fig. 11.

selben wieder hinauspumpen. Für die erste Arbeitsleistung wird dabei die Pumpe auf der Kaimauer aufgestellt, für die letztere im Schiffsraume, sodass die Saugehöhe eine geringe bleibt. Für den Handelsschiffbau haben ferner

Bockkran von Harland & Wolff — Belfast

1 : 400.

Fig. 12.

Fig. 13.

noch die elektrisch angetriebenen Deckhobelmaschinen eine besondere Bedeutung gewonnen.

Diese Beispiele mögen genügen, um die vielseitige Verwendung elektrischer Kraftübertragung für die Arbeiten auf der Helling darzuthun. Die Elektricität hat nun in neuerer Zeit für den Werftbetrieb in den Druckwasser- und Pressluftwerkzeugen, welche ihre Arbeitskraft gleichfalls von einer entfernt gelegenen Centralstelle beziehen, beachtenswerthe Nebenbuhler erhalten, im besonderen auch deswegen, weil man durch dieselben Arbeiten verrichten kann, für welche die elektrischen Motore theilweise nicht geeignet, theilweise noch nicht so durchgebildet sind. Es ist hier zunächst das mechanische Nieten zu nennen, welches sowohl mit Druckwasser als auch mit Pressluft tadellos ausgeführt wird. Elektrisch betriebene Nietmaschinen sind erst im letzten Jahre aufgekommen. Ferner der pneumatische Hammer, welcher als Meissel und Stemmer verwendet, bis jetzt ohne Konkurrenz dasteht und sich nur für Pressluftbetrieb eignet, während die pneumatische Bohrmaschine mit der elektrischen bereits in einen lebhaften Wettbewerb eingetreten ist.

Die hydraulischen Nietmaschinen, welche in England ausgebildet, sich dort zuerst für den Schiffbau in grösserem Umfange eingeführt haben, sind in neuerer Zeit fast unentbehrlich geworden, nachdem die Abmessungen und Grössenverhältnisse der Schiffe in kurzer Zeit so gewaltig gestiegen sind, dass bereits mit der „Oceanic“ das Deplacement des „Great Eastern“ überholt ist. Die Dicken der einzelnen Bautheile mussten infolgedessen so gesteigert werden, dass z. B. die Kielplatten und die Scheergangsplatten der Aussenhaut Stärken bis zu 25 mm und darüber erhalten. Bei einer solchen Blechstärke ist naturgemäss die Handnietung immerhin nur ein Nothbehelf und ist die Güte der Arbeit gänzlich von der Kraft und Geschicklichkeit der Nieter abhängig. Von diesem Gesichtspunkte aus hat sich daher die Firma Harland & Wolff, Belfast beim Bau der „Oceanic“ entschlossen, einen gewaltigen Bockkran zu erbauen, welcher in der Hauptsache den Zweck verfolgt, eine genügende Anzahl von transportablen Nietmaschinen zu tragen derart, dass sie sowohl im Boden des Schiffes als auch am Oberdeck und in den verschiedenen Decks ihre Arbeit verrichten können. Eine derartige Anlage ist jedoch, wie hier vorausgeschickt werden mag, nur in dem so überaus milden Klima Irlands möglich, wo Winterfröste selten eintreten, und demnach ein Einfrieren der Druckwasserleitung nicht zu erwarten steht (Fig. 12—15),

Die Werft von Harland & Wolff, besitzt 3 grosse Bockkrane für die grossen Hellinge. Die lichte Oeffnung der Krane zwischen den Säulen beträgt 27,5 m, die Höhe von den Laufschienen bis zur Unterkante des Querträgers 28,8 m, sodass sie über die grössten Schiffe hinweggehen. Die Krane laufen auf zwei Schienen von 176 m Länge, welche entsprechend dem Fall der Helling von 1 : 24 in einem Kreisbogen verlegt sind. Jeder Bockkran

Bockkran von Harland & Wolff — Belfast.



Fig. 14.

trägt drei hydraulische Laufkrane von 10 t Tragfähigkeit, zwei auf dem oberen und einen auf dem unteren Rande der Querträger; an denselben werden die hydraulischen Nietmaschinen mittelst Gliederketten aufgehängt. An den vier Ecken der Bockkrane sind ferner vier Ladebäume von je 4 t Tragfähigkeit angebracht, welche zum Heben und Schwenken hydraulischen Antrieb besitzen; dieselben werden zum Tragen von elektrischen Bohrmaschinen sowie

zum Aufrichten der Spanten und Anbringen der Aussenhautplatten mitbenutzt. Die Quer- und Längsbewegung der Laufkrane geschieht durch Handfieren der bis zum Boden herabhängenden Kettenschlingen, während die Bewegung der Treibkolben der Laufkrane vom Maschinistenstande aus wie die der übrigen Hebezeuge des Bockkranes erfolgt. Für die Fortbewegung des Bockkranes dient für jede Schiene eine hydraulische 3-Cylindermaschine.


Bockkran von Harland & Wolff — Belfast.

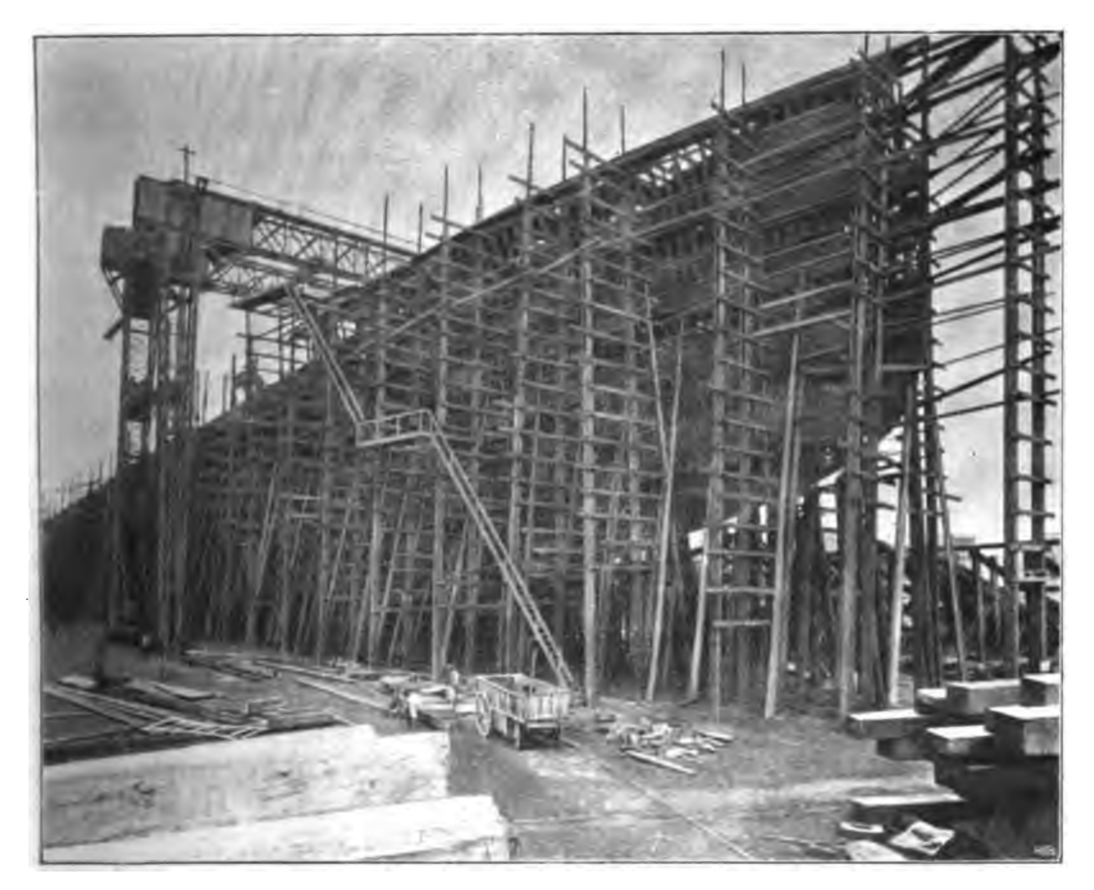


Fig. 15.

Das Druckwasser wird dem Kran durch armierte Schläuche von einer Hauptleitung zugeführt, welche längs der Helling verlegt ist, während die Abwasserleitung in gleicher Weise zur Pumpstation zurückgeführt wird. In den einzelnen Stockwerken des Kranes sind Nietessen aufgestellt, sodass die einzelnen Nietmaschinen bequem mit Nieten versorgt werden können.

Die Pressluftwerkzeuge sind eine ausgesprochene amerikanische Erfindung. Sie werden bis jetzt noch durchgehends in Amerika hergestellt,

und sind die amerikanischen Werften in dem Gebrauch derselben für die Arbeiten auf der Helling am weitesten vorgeschritten. Ist doch auch die Pressluft bei den harten Winterfrösten, namentlich für die Werften an den Seengebieten neben der elektrischen Kraftübertragung allein möglich, und werden wir daher auch von Amerika in den Pressluftwerkzeugen noch weitere Fortschritte zu erwarten haben. Auf den deutschen Werften haben die Pressluftwerkzeuge erst in den letzten Jahren mehr und mehr Eingang gefunden, nachdem die pneumatischen Hämmer mit Bezug auf die Erschütterungen für den das Werkzeug haltenden Mann verbessert sind. Auch bietet die pneumatische Nietmaschine, da sie die Arbeit eines mit der Hand geführten Hammerschlages nachahmt, allein eine Möglichkeit, die Aussenhautplatten mechanisch nieten zu können.

Aus den bisherigen Ausführungen dürfte klar hervorgehen, dass unter Benutzung der elektrischen Kraftübertragung und der Verwendung hydraulischer Nietmaschinen, sowie unter Zuhilfenahme von Pressluftwerkzeugen, wie Nietmaschinen, Bohrmaschinen, Meissel und Hämmer, so gut wie alle Arbeiten auf der Helling mit Maschinenkraft ausgeführt werden können. Die Helling ist daher kein Bau- und Montageplatz mehr allein, sie ist vielmehr im weitesten Sinne eine Werkstatt geworden, in welcher der ganze Schiffsrumpf wie z. B. der Kessel in der Kesselschmiede, oder wie neuerdings auch die Brücken in den Brückenbau-Werkstätten montirt, vernietet und fertiggestellt werden. Da es aber bei jeder Werkstatt als selbstverständlich betrachtet wird, dass sie in einem wetterfesten Gebäude untergebracht ist, damit einestheils die Arbeitsmaschinen nicht leiden, anderntheils die Arbeiter gegen die Unbilden der Witterung, gegen Kälte, Zug und Regen geschützt sind, so dürfte es naturgemäss auch die einfache Folge sein, die Helling zu überdachen und den Neubau möglichst von allen Seiten einzuschliessen. Die bedachten Hellinge der Kriegsschiffswerften aus der Zeit des Holzschiffbaues dürften also wieder zu Ehren kommen, wenn freilich auch in einer den modernen Verhältnissen besser angepassten Form. Während die alten hölzernen Hellingsdächer und Schuppen ohne Oberlicht den Zweck hatten, das Baumaterial, die kostbaren Spanthölzer und Planken vor Feuchtigkeit zu schützen, sollen die modernen, eisernen und mit Glaseindeckungen versehenen Hellingdächer und Hellingwerkstätten nicht so sehr den Schiffsrumpf als die werthvollen Arbeitsmaschinen schützen und den Arbeitern eine gesunde, trockene und im Winter eine erwärmte Arbeitsstätte bieten. Wer es einmal kennen gelernt hat, bei 10 Grad Kälte auf den kalten Eisentheilen eines Schiffes den

Tag über unter freiem Himmel zu arbeiten, der muss es freudig begrüssen, wenn diesen Uebelständen durch die Hellingwerkstatt ein Ende gemacht wird. Ich verkenne nicht, dass durch diese Neuanlage die Werftbesitzer schwer belastet werden, dass Kapitalien angelegt werden müssen, um die Kosten der Neuanlage durchzuführen. Ich hoffe jedoch, durch meine Ausführungen klarlegen zu können, dass sich eine Hellingwerkstatt, wenn praktisch eingerichtet, bezahlt macht und die Verzinsung und Amortisation des Anlagekapitals tragen kann. Denn ist eine Hellingwerkstatt vorhanden, so ist es ein Leichtes, dieses Gebäude, wie man es bei modernen Werkstätten gewohnt ist, mit ausreichenden und leistungsfähigen Hebezeugen wie Laufkranen, Drehkranen etc., welche für einen flotten regelrechten Betrieb unentbehrlich sind, auszustatten. Diese Hebezeuge gewinnen jedoch wesentlich an Bedeutung, wenn man berücksichtigt, dass das Gewicht des Schiffskörpers beim Stapellauf, also bis zu dem Zeitpunkt, an welchem das Schiff die Hellingwerkstatt verlässt, bei den neueren Schnelldampfern, sowie kombinirten Fracht- und Passagierdampfern bis zu 9000 t angewachsen ist. Berücksichtigt man ferner, dass bei einer geschlossenen Hellingwerkstatt Nietmaschinen jeglicher Art und an jeder Stelle Verwendung finden können, dass selbst die Aufhängung schwerer hydraulischer Nietmaschinen, wie bei den Bockkranen von Harland & Wolff möglich ist, dass ferner die Stellagen zum Nieten der Aussenhaut etc. in einfachster Weise unter Verwendung der Ständer des Hellingdaches leicht hergerichtet werden können, sowie dass das Abstützen der Spanten gegen diese Ständer sich wesentlich vereinfacht, so dürfte es auch möglich sein, die Anlage einer Hellingwerkstatt rentabel zu machen. Für den Winter kommt dann noch hinzu, dass durch ein derartiges Dach oder Gebäude die Arbeiten bei Schneefall nicht gestört werden und das Betreten der Stellagen und Bautheile weder durch Schnee noch Eis beeinträchtigt wird. Der einzige Nachtheil, die geringe Verdunkelung der Helling, dürfte nicht so ins Gewicht fallen, da die elektrische Beleuchtung doch für alle Theile des Schiffes vorgesehen ist. Andererseits darf der Wetterschutz für die Arbeiter auch vom socialen Standpunkt nicht so niedrig angeschlagen werden Ist es doch Thatsache, dass es Schwierigkeiten bietet, für den Schiffbau eine genügende Anzahl Lehrlinge auszubilden, während die Maschinenfabriken durchweg mit Gesuchen um Einstellung von Lehrlingen überlaufen werden. Die jungen Leute wollen eben lieber in geschlossenen Werkstätten arbeiten, welche ihnen Schutz gegen Regen und Kälte gewähren, und in welchen ausserdem die Arbeitsthätigkeit fast allein auf das handwerksmässige Arbeiten

Hellingbedachung der Werft von Swan & Hunter — Low Walker on Tyne.

Fig. 16.

beschränkt wird, da vorzügliche Hebezeuge für den Transport der Werkstücke sorgen.

Die erste Hellingbedachung hat die Firma Swan & Hunter in Low Walker on Tyne ausgeführt. Die ganze Anlage ist nach den Ideen des Theilhabers der Firma, G. B. Hunter, erbaut und ist dieselbe unter der Bezeichnung „Improvements in the Construction and Arrangements of Ship-Building-Berths and of the Machinerie and Appliances to be used therewith“ durch Patent geschützt. Die Gesammtanlage der Hellingbedachung ist aus Fig. 16 ersichtlich. Die besonderen Einzelheiten ergeben sich aus dem Querschnitt durch die Hellinge und der Zeichnung des Laufkranes (Fig. 17 u. 18). Die Firma Swan & Hunter hat die Bedachung für zwei Hellinge vorgesehen,

Hellingbedachung der Werft von Swan & Hunter — Low Walker on Tyne.

1 : 600

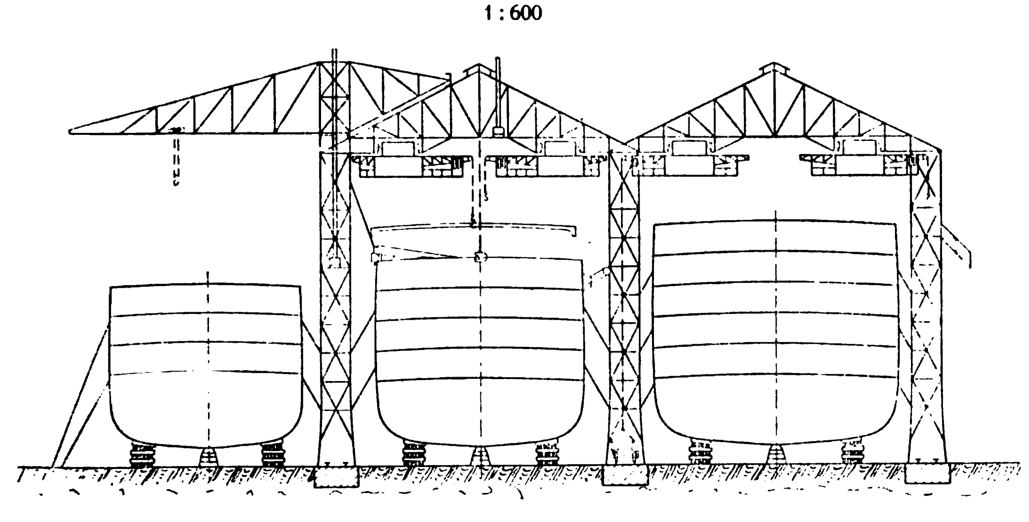


Fig. 17.

während für eine freiliegende dritte Helling das Dach als Laufbahn für einen Auslegekran benutzt wird. Das Hellingdach besitzt eine Länge von 500' bei einer lichten Höhe von 80' und besteht in der Hauptsache aus vertikalen Ständern aus U-Stahl, welche durch Diagonalen den nöthigen Dreiecksverband erhalten und zum bequemen Anbringen der Stützen für den Schiffsrumpf, zum Aufstellen von Nietessen und als Laufbahn für die Nietjungen mit horizontalen eisernen Plattformen versehen sind. Oben sind die Ständer durch die Binder der Dachkonstruktion verbunden, welche so stark gebaut sind, dass sie 5 elektrische Laufkrane von je 3000 kg Tragfähigkeit aufnehmen können. Die lichte Weite der einen Helling beträgt 78', die der anderen 82'. Die

Ständer des Daches sind an der Basis so konstruirt, dsss zwischen den Stützen derselben Raum für eine schmalspurige Bahn freibleibt. Das Material zum Einbauen ins Schiff kann daher von den Kranen sowohl am Kopf der Helling als auch von den Längsseiten aus aufgenommen und an die Einbaustelle ins Schiff transportirt werden. Zu diesem Zweck ist die Entfernung der Ständer von einander an zwei Stellen derart vergrössert, dass der Kran beim Drehen des Auslegers mit seiner Last frei von denselben schwingt. Jede Helling besitzt zwei Laufbahnen für die Krane, welche über die ganze

Hellingkran von Swan & Hunter — Low Walker on Tyne.

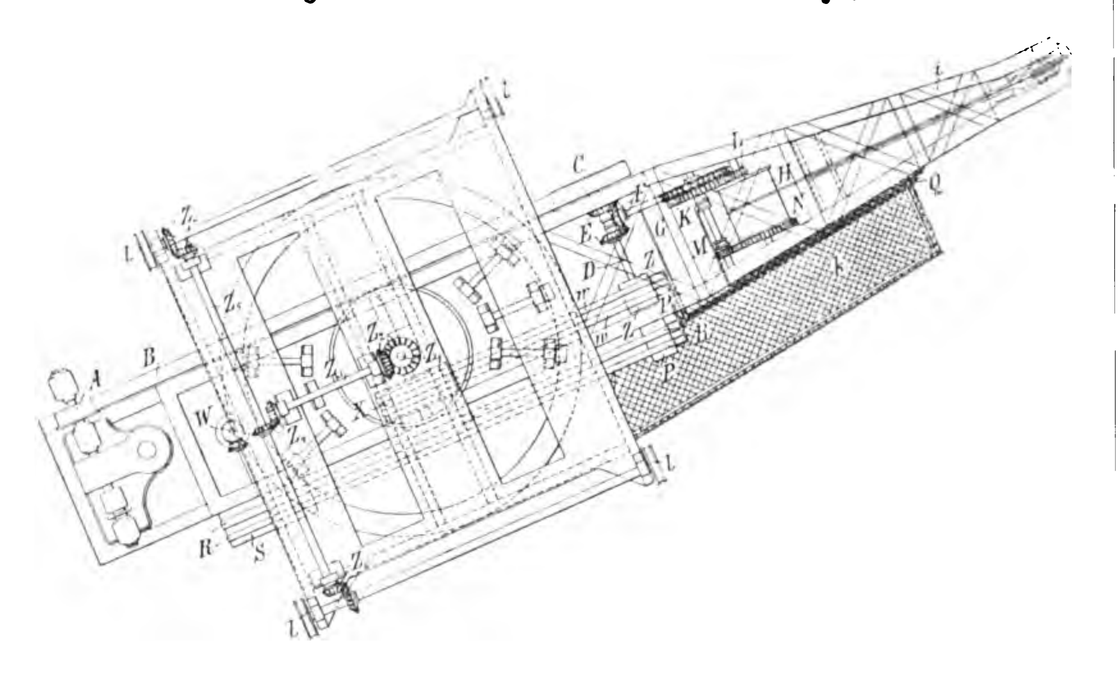


Fig. 18.

Länge des Daches ausgedehnt sind. Die Patentschrift sieht ferner eine Verbindung beider Bahnen nach Art der Eisenbahnweichen vor, so dass nach Erforderniss beide Laufkrane auf einer Bahn zusammen arbeiten können. Die Laufkrane selbst, welche gleichfalls in der Patentschrift mit enthalten sind, bieten mit Bezug auf die Details keine wesentlichen Neuerungen. Der Antrieb erfolgt durch einen Elektromotor und wird durch Umschalten der Antriebsleitung, das Heben, Fortbewegen und Drehen des Kranes unter Einschaltung einer grossen Zahl konischer Räder, sowie mit Hilfe von Riemenbetrieb bewirkt, eine Konstruktionsweise, welche bei den modernen Hebezeugen

bereits aufgegeben und durch das Dreimotorensystem ersetzt ist. Neben den Laufbahnen für die Krane sind an den Dachbindern verschiedene Laufschienen zum Tragen von Laufkatzen für Nietmaschinen vorgesehen. Auch ist in der Patentschrift hervorgehoben, dass eine Transmissionswelle zum Antriebe von Bohrmaschinen an den Ständern ohne Schwierigkeit befestigt werden kann. Die Konstruktion der Hellingbedachung nutzt daher alle Vortheile aus, welche für die sonstigen Werkstätten das Werkstattsgebäude bietet



Hellingbedachung der Union Iron Works — San Francisco.

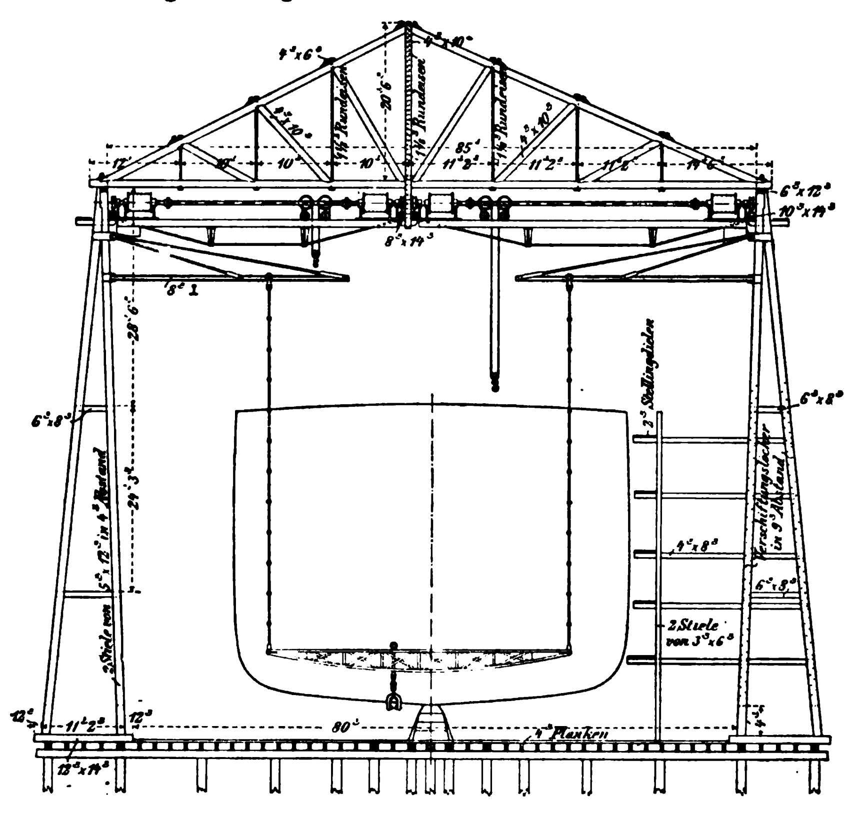


Fig. 19.

und stempelt das Hellingdach, sowie die Helling zu einer Hellingwerkstatt. Das Dach ist zum grossen Theile mit Glas eingedeckt, ebenso der obere Theil der Seitenwände, unten sind dieselben bis etwa 10 m über dem Werftboden offen und werden nur im Winter provisorisch durch Segeltuch und Bretterverschläge dicht gemacht. Auf der einen bedachten Helling ist im Jahre 1899 die „Ivernia“, der grösste bisher an der Tyne erbaute kombinirte Fracht- und Passagierdampfer in 9 Monaten bis zum Stapellauf fertiggestellt worden

und konnte nach Angabe der Werftbesitzer das Ablaufgewicht von 8000 t in dieser kurzen Zeit nur mit Hilfe der Laufkrane verbaut werden.

Ein ähnliches Hellinggerüst besitzen die Union Iron Works in San Francisco und zwar für vier Hellinge. Das erste Gerüst stammt schon aus dem Jahre 1884, die übrigen sind nach einander und zwar aus Holz erbaut. Das neueste Hellinggerüst ist 408' lang, 85' breit und 78' hoch (Fig. 19) und hat die Dachkante gleichen Fall mit der Helling. An dem Kopfende des Hellinggerüstes befinden sich ferner 3 Auslegerkrane von 50' Länge, am Wasserende dagegen nur ein Auslegerkran von derselben Länge, so dass auf eine Gesammtlänge von 500' Hebezeuge für den Materialtransport vorhanden sind. Unter der Dachkonstruktion sind zwei Laufkrane angeordnet, welche, da die Bindermitte des Daches drei Fuss aus der Mittellinie liegt, verschiedene Spannweiten haben, so dass die Laufkatze des längeren Laufkranes über die Mittellinie des Schiffes gefahren werden kann. Da die Laufbahn der Krane Fall besitzt, so müssen die letzteren zwangläufig bewegt werden und geschieht dies durch Auf- und Abwickeln von Seilen auf zwei an den Enden der Laufkrane gelagerten Seiltrommeln. Die Laufkrane haben eine Laufgeschwindigkeit von 60 m pro Minute, die Laufkatzengeschwindigkeit beträgt 30 m pro Minute und ebenso gross ist die Heissgeschwindigkeit. Die Tragfähigkeit der Krane ist auf 5 t bemessen. Als Lastorgan dienen Manilahanfseile, deren Elasticität den Vortheil haben soll, dass die Bautheile nicht so genau vorgeheisst zu werden brauchen, um die Splintbolzen zum Festheften der Bautheile durchstecken zu können. Die hölzernen Ständer des Daches sind mit Löchern versehen, um in jeder Höhe für den Stellagebau Querhölzer befestigen zu können.

Eigenartig ist die Art und Weise, wie die Nietmaschinen, seien es hydraulische oder pneumatische, aufgehängt werden. Hierzu sind an den Ständern des Daches auf jeder Längsseite 9 Ausleger-Drehkrane montirt. Von je 2 Auslegerkranen wird an Gelenkstangen ein Balken getragen, an welchem die Nietmaschinen mittelst Laufkatze aufgehängt werden. Durch Ein- und Ausschalten von Gliedern können die Gelenkstangen so eingestellt werden, dass man die Nietmaschinen im Boden, sowie in den verschiedenen Decks verwenden kann. Durch diese Anordnung ist es ermöglicht, auch während der Thätigkeit der Nietmaschinen die Laufkrane zum Heissen und Transportiren von Materialien unbeschränkt auszunutzen. Da die hölzernen Ständer in Entfernungen von 12' von einander stehen, so ist das Heranbringen des Materials von der Seite ausgeschlossen und erfolgt der Transport allein vom

Kopf der Helling aus. Die drei Auslegerkrane am Kopfende werden auch zum Spantnieten verwendet.

In Deutschland sind Hellingkrane zur Zeit noch nicht in Betrieb. Die Krupp'sche Germaniawerft in Kiel hat für die Bauhellinge der neuen Werft eine Bedachung und Laufkrane vorgesehen, doch kann ich Näheres hierüber leider nicht berichten, da mir das bezügliche Material nicht zur Verfügung gestellt werden konnte. Die Aktiengesellschaft Vulcan hat zunächst für ihre vier grossen Hellinge zum Bau von Handelsschiffen Hellingkrane vorgesehen und ist die Eisenkonstruktion des Gerüstes bei der Vereinigten

Hellingkran der Aktien-Gesellschaft Vulcan in Bredow-Stettin ausgeführt von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G.

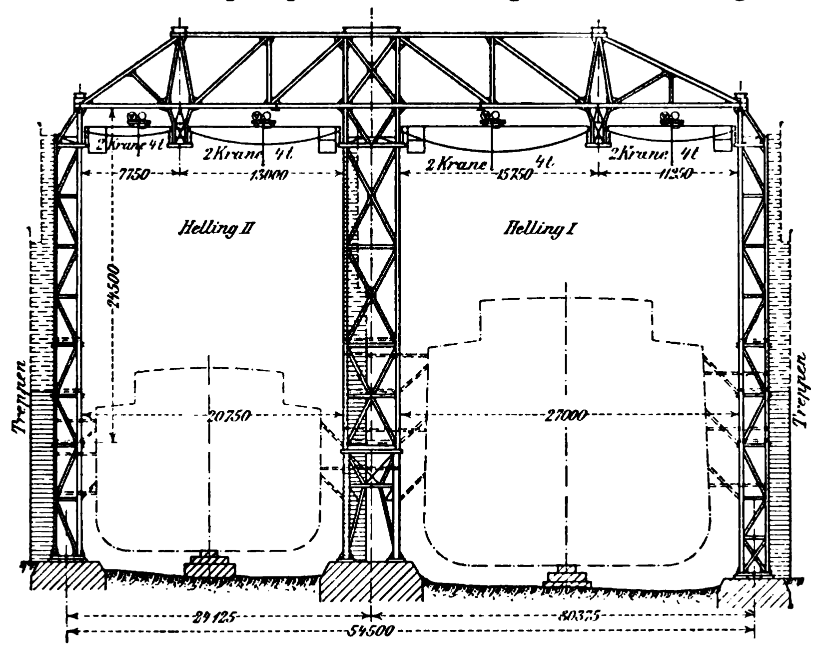
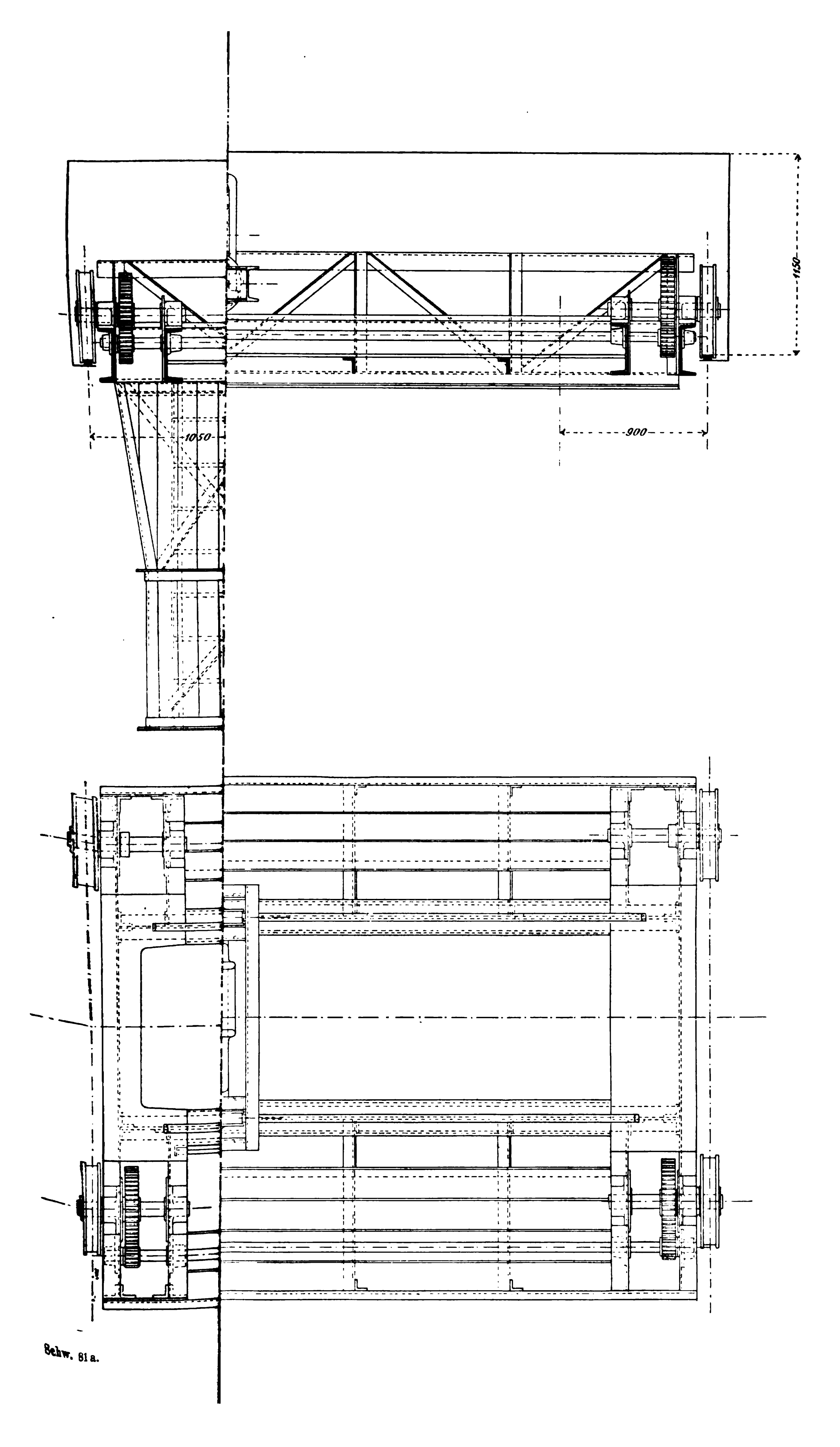


Fig. 20.

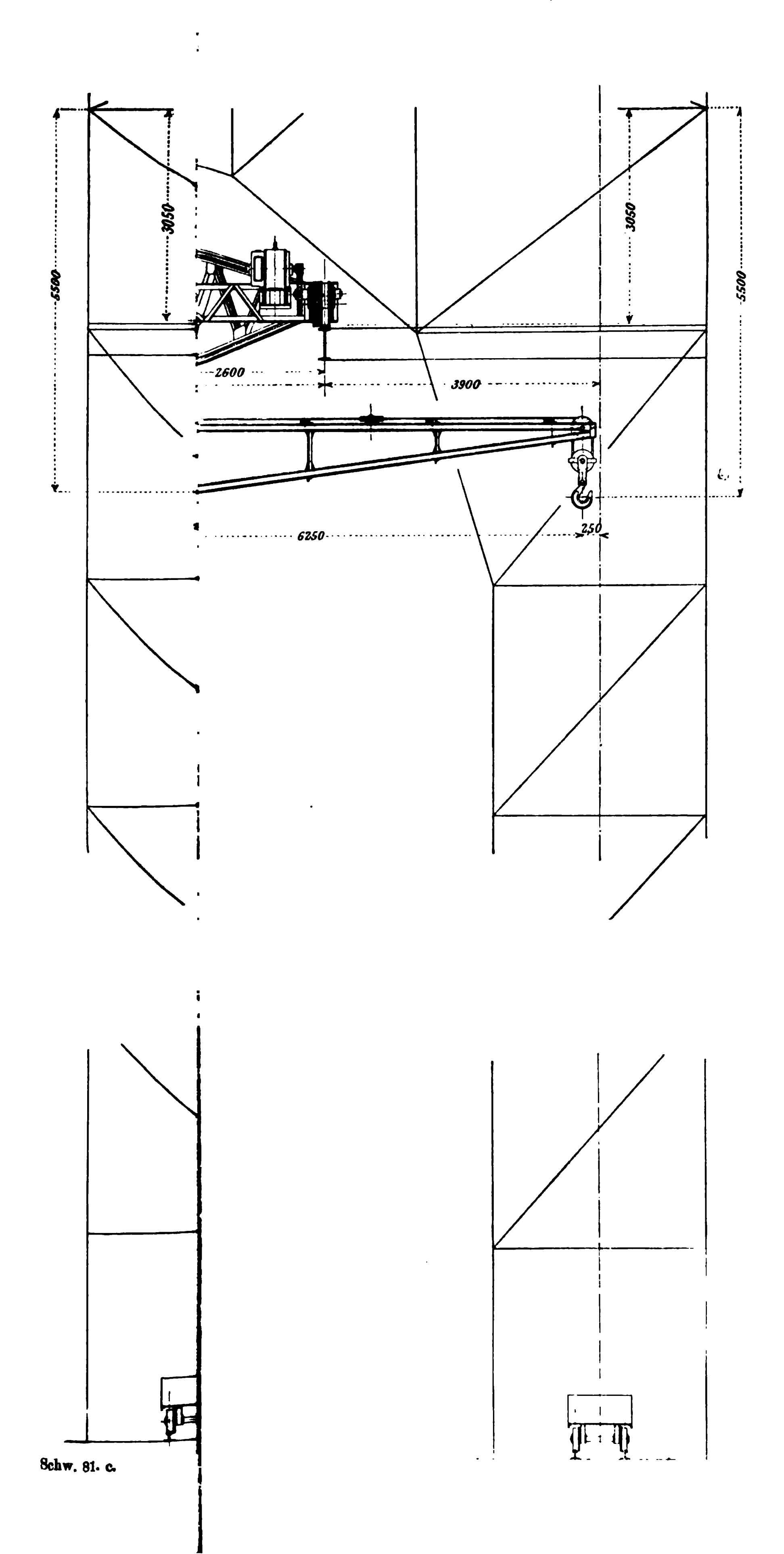
Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G. in Auftrag gegeben, während die Laufkrane die Firma Adolf Bleichert & Co. in Leipzig in Verbindung mit der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft, Berlin liefert. Die ganze Anlage besteht für jede Helling aus einem scheunenartigen Gerüst, welches auf vier starken Längsträgern je zwei Laufkrane von 4 t Tragfähigkeit aufnimmt (Fig. 20). Die Laufkrane haben verschiedene Spannweiten, 16 m, 13 m und 9,5 m, ähnlich wie diejenigen der Union Iron Works, um mit einem der Krane die Mittellinie des Schiffes beherrschen zu können. Die Laufkrane werden nach

dem Dreimotorensystem erbaut, und erhalten die Motore Drehstrom von 500 Volt Spannung. Die Arbeitsgeschwindigkeit für das Heben der Last beträgt 10 m pro Minute, für das Fahren der Laufkatze 20 m pro Minute und für das Fahren des Kranes 80 m pro Minute. Jeder Kran erhält seitlich ein Führerhaus, so dass die Laufkatze ganz bis an das Ende des Kranes fahren kann. Das Arbeiten mit den Kranen ist so gedacht, dass alle Gegenstände am oberen Ende der Helling aufgenommen und mit dem Kran nach dem Ort des Einbaues transportirt werden können. Die Höhe des Krangerüstes ist daher eine sehr bedeutende, um genügend Spielraum zwischen dem obersten Deck des Schiffes und dem Kran zu lassen. Die Längsgerüste sind mit horizontalen Plattformen versehen, welche durch Treppen zugänglich sind. Dieselben sind so stark konstruirt, dass das Schiff gegen dieselben abgestützt werden kann. Zwischen den Hauptpfeilern sind an diesen Plattformen ferner vertikale Zwischenpfosten befestigt, welche zur Herrichtung für Stellagen für die Nieter verwendet werden, indem zwischen denselben hölzerne Joche durchgeschoben und befestigt werden können. Besondere Vorrichtungen zum Aufhängen von Nietmaschinen sind seitens der Aktiengesellschaft Vulcan nicht vorgesehen, ebenso besteht zunächst nicht die Absicht, das Gerüst mit einem Dach zu versehen.

Wenngleich auf deutschen Werften eingehende Erfahrungen mit modernen Hellingkranen noch nicht vorliegen — die von der Werft Wilhelmshaven konstruirten und selbst gebauten Hellingkrane haben sich freilich bis jetzt vorzüglich bewährt, und konnte mit Hilfe derselben das Linienschiff „Kaiser Wilhelm II.“ in 9 Monaten zum Stapellauf fertiggestellt werden — so steht doch zu erwarten, dass die allgemeine Einführung derselben nur eine Frage der Zeit ist. Aus diesem Grunde hat sich die Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft mit der Konstruktion von Hellingkranen eingehend beschäftigt und vier verschiedene Projekte ausgearbeitet, bei welchen sowohl auf eine Materialienzufuhr vom Kopf der Helling als auch von den Seiten Bedacht genommen ist. Besondere Aufmerksamkeit hat die genannte Firma bei diesen Konstruktionen darauf gelegt, dass bei den Laufkranen möglichst geringe Raddrücke auftreten, damit die Gerüste mit dem geringsten Materialaufwand erbaut werden können. Die günstigsten Raddrücke ergeben die Projekte No. I — gewöhnlicher Laufkran (Fig. 21) — und Projekt No. IV — Laufkran mit verschiebbarer Laufbrücke (Fig. 22) —, weil die Drücke an jeder Kranseite stets gleichmässig auf zwei Räder vertheilt werden. Um bei Laufkranen mit drehbarem Ausleger geringe Raddrücke zu erzielen, ist



Schw. 81 a.



Schw. 81. c.

1250

Fig.

Elektrischer Hellingkran der Werft von William Cramp and Sons, Ship & Engine Building Co. — Philadelphia

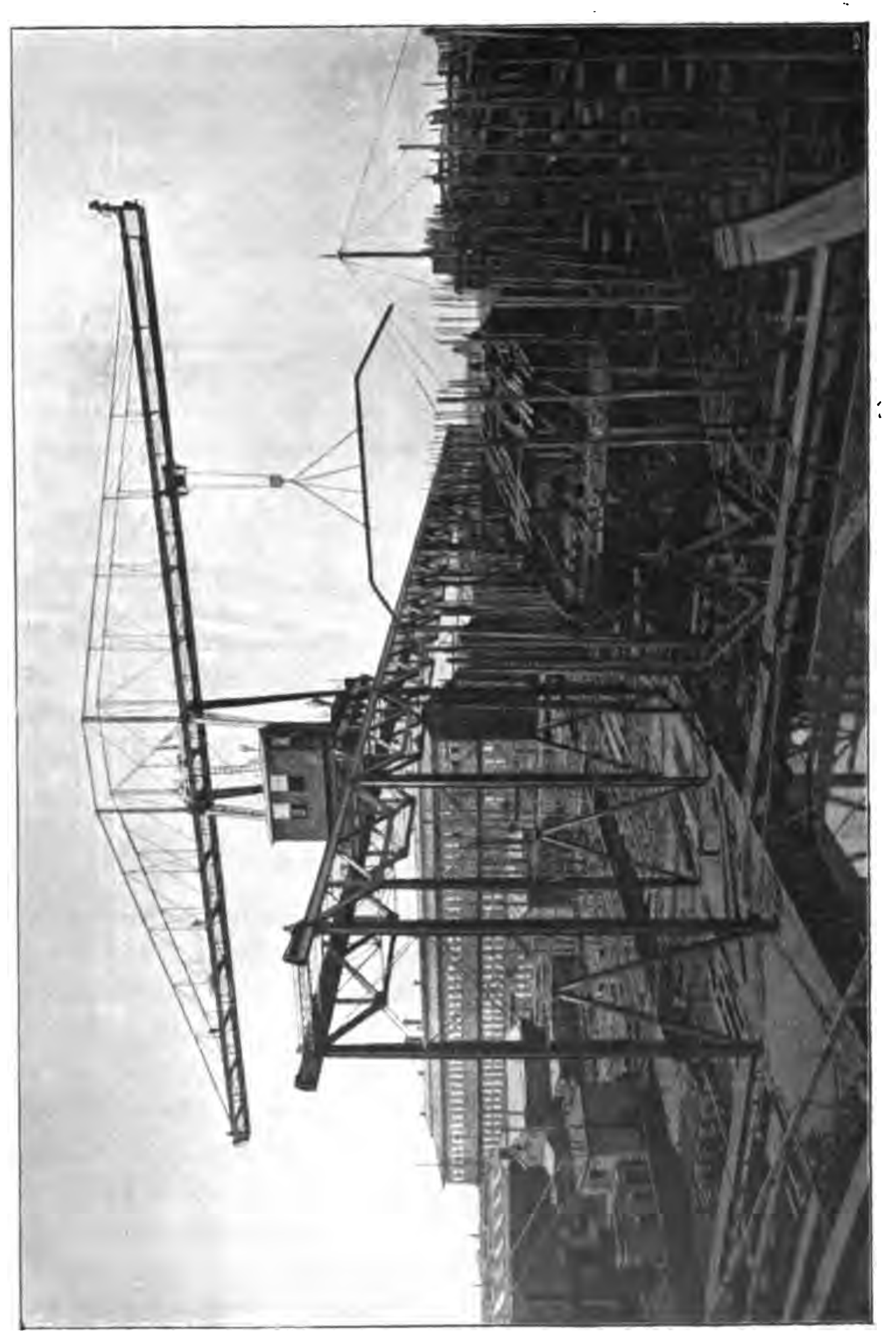


Fig. 25.

in dem Projekt II (Fig. 23) die fahrbare Kranbrücke als ein gleichseitiges Dreieck ausgebildet, welches an den Enden der Grundseite auf zwei Laufrädern, an der Spitze nach der Bindermitte zu auf einem Balancier ruht, der den Druck auf 2 Räder gleichmässig vertheilt. Bei Projekt III (Fig. 24) ist der drehbare Ausleger, um geringe Raddrücke zu erzielen, fahrbar gemacht. Die 4 Hellingkrane sind nach dem Dreimotorensystem konstruirt. Die drei Triebwerke zum Heben der Lasten, Fahren der Katze und Fahren des ganzen Kranes sind von einander vollständig unabhängig und werden durch je einen Umsteuermotor angetrieben. Zur Bewegungsübertragung dienen ausschliesslich Stirnräder, konische Räder werden vollständig vermieden. Die Bedienung der Krane erfolgt von dem seitlich unterhalb des Trägers aufgehängten Führerkörben, in welchen die Hebel der drei Umsteuer-Apparate so angeordnet sind, dass die Bewegungen dieses Organes den Bewegungen der Last gleich gerichtet sind.

Neben den soeben beschriebenen Hellingkranen, welche nach dem Grundsatze von Werkstatt Laufkranen in Verbindung mit einer Hellingbedachung oder einem Hellinggerüst zur Verwendung kommen, sind nunmehr, namentlich auf den grösseren amerikanischen Werften, Transporteinrichtungen eingeführt, welche den Massentransporten von Kohlen, Erzen etc. entlehnt sind. So verwenden die Werften von William Cramp and Sons, Ship & Engine Building Co., Philadelphia und der Newport News and Drydock Co. in Newport News, Virginia, Cantilever-Krane der Brown Hoisting and Conveying Co. für den Materialtransport auf der Helling, welche nach dem System der Hochbahnkrane gebaut sind (Fig. 25 und 26, sowie Fig. 27 und 28). Die Krane laufen auf einer von eisernen Säulen getragenen Hochbahn, welche derart zwischen zwei Hellingen angeordnet ist, dass der Kran mit seiner Laufkatze beide Hellinge beherrscht. Während die Laufkatze auf dem einen Ausleger sich hinausbewegt, wird zu gleicher Zeit auf dem anderen Ausleger ein Gegengewicht hinausgefahren. Der Kran kann daher immer nur mit einem Ausleger Lasten fördern. Zum Betriebe des Kranes dient ein 50—80 pferdiger Motor, welcher in einem Hause unter dem Ausleger aufgestellt ist, und von welchem die Bewegungen zum Fahren des Kranes, zur Bewegung der Laufkatze und zum Heben der Last durch Reibungskuppelungen auf drei Antriebswellen übertragen werden. Die Arbeitsgeschwindigkeiten des Kranes sind ausserordentlich hoch. So beträgt die Heissgeschwindigkeit der Last bis zu 75 m pro Minute, die Fahrgeschwindigkeit des Kranes auf der Hochbahn kann bis zu 200 m pro Minute und die der Katze kann noch höher gesteigert

werden. Die Werft von Cramp besitzt drei derartige Krane mit entsprechenden Hochbahnen, und zwar einen Kran für zwei Panzerschiff-Hellinge von je 76' Breite, welcher bei einer Ausladung von 95' — $4^1/_2$ t und bei einer Ausladung von 60' — $12^1/_2$ t Tragfähigkeit besitzt, bei einer lichten Heisshöhe von 92' über dem Werftboden; zweitens einen Kran für zwei Handels-

Hellingkrane der Werft von William Cramp & Sons, Ship & Engine Building Co. — Philadelphia.

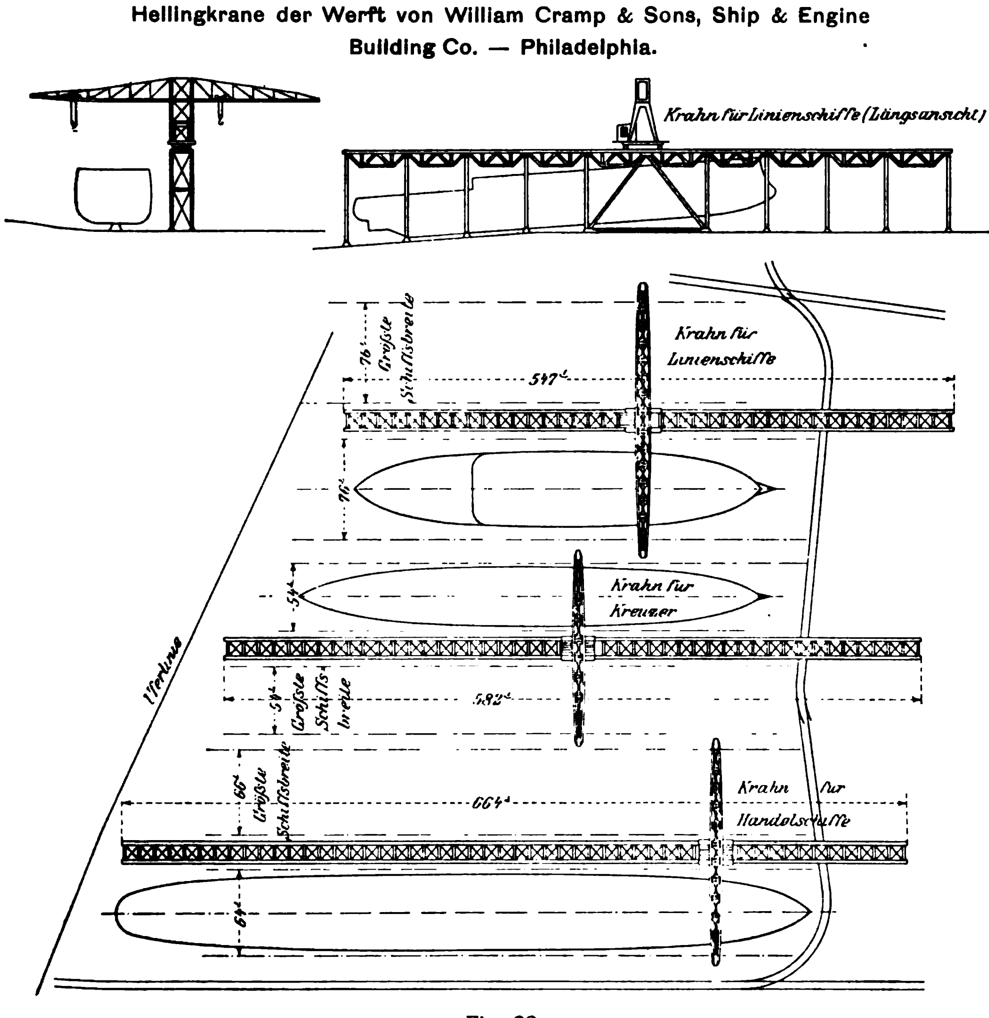


Fig 26.

schiff-Hellinge von 66' Breite, welcher bei einer Ausladung von 78' — 3 t und bei einer Ausladung von 46' — 10 t Tragfähigkeit besitzt, bei einer lichten Höhe von 95', sowie drittens einen Kran für 2 Kreuzer-Hellinge von 54' Breite, welcher bei einer Ausladung von $39^1/_2$' eine Tragfähigkeit von $12^1/_2$ t besitzt bei einer lichten Höhe von 85'. Die Brown Hoisting-Krane können je nach

der Ausladung verschieden schwere Lasten befördern, und sie dienen daher nicht allein zum Transport der leichteren Bautheile des Schiffsrumpfes, wie Platten und Winkel, sondern auch zum Aufstellen der Steven. So soll z. B. der Hintersteven des Linienschiffes „Retwisan“ von rund 14 t Gewicht in 21 Minuten längs der Helling transportirt und aufgestellt worden sein.

Ausser in Amerika haben die Brown Hoisting-Krane in Frankreich auf der Werft der „Ateliers et Chantiers de Provence“ in Port de Bouc, wie aus den Werftmodellen dieser Gesellschaft auf der Pariser Weltausstellung zu


Elektrischer Hellingkran der Newport News and Drydock Co. — Newport News, Virginia.



Fig. 27.

ersehen war, sowie in England bei der Werft in Barrow von Vickers Sons & Maxim Eingang gefunden. In Barrow wird ein Kran auf dem Materialienplatz der Schiffswerft und ein zweiter für die Hellinge aufgestellt und dürften dieselben demnächst in Betrieb kommen.

Gehen wir nun dazu über, die Vortheile und Nachtheile der einzelnen Hellingkrane zu erörtern, so mag zunächst mit dem amerikanischen Hochbahnkran begonnen werden. Dem Vortheil dieses Kranes, Lasten von $12^1/_2$ t an abwärts bis zu einzelnen Winkeln und Platten von 100—200 kg

Gewicht mit verhältnissmässig hoher Geschwindigkeit heben und transportiren zu können, steht der grosse Nachtheil gegenüber, dass der Kran für jeden Neubau in der Regel nur halb zur Verfügung steht, da er zwei Hellinge zugleich bedienen muss. Wenngleich auch das Heben, sowie das Bewegen der Bautheile an den Ort des Einbaues in kaum einer Minute bewerkstelligt werden kann, so erfordert doch das Halten des Kranes zum Anpassen und Festsplinten der Bautheile 8 bis 10 Minuten, so dass er nicht im Stande sein wird, bei Bedienung von 2 Schiffen alles vorgearbeitete Material auf die Helling zu transportiren und zum Einbau zu bringen.

Elektrischer Hellingkran der Newport News and Drydock Co. — Newport News, Virginia.



Fig. 28.

Bei einem Durchschnittsgewichte von 500 kg für Platten und Winkel und einer Einbauzeit von 10 Minuten ergiebt sich demnach eine Höchstleistung von 30 t pro Tag für zwei Schiffe. Ein schnelleres Arbeiten wird sich kaum ermöglichen lassen, da bei der grossen Entfernung des Kranführers von dem Monteur im Schiffe eine Verständigung zwischen Beiden erschwert ist, wenn es sich beispielsweise um Anbringung einer Aussenhautplatte an der der Hochbahn abgewendeten Schiffsseite handelt. Der ganze Apparat mit einem 80 pferdigen Motor erscheint daher sehr reichlich bemessen, wenn man berücksichtigt, dass die beiden Wilhelmshavener Stelling-

krane bei einer Leistung von 20 t pro Tag nur zusammen 7 PS erfordern. Dazu kommt, dass die Hochbahn mit ihren Säulen und Streben für das Abstützen der Schiffe, sowie zum Stellingbau nicht verwerthet werden kann; auch ist die Anordnung eines Hellingdaches bei diesem Kran ausgeschlossen.

Hiergegen bieten die nach Art der Laufkrane konstruirten Hellingkrane wesentliche Vortheile. Zunächst stehen für jeden Neubau, wie wir an den besprochenen Beispielen gesehen haben, zwei Krane zur Verfügung, deren Tragfähigkeit von 3—5 t im allgemeinen für alle Bautheile mit Ausnahme des Hinterstevens ausreicht. Zum Aufrichten des Hinterstevens können jedoch die beiden Krane zusammen arbeiten. Da der Kranführer sich direkt über der Einbaustelle befindet, so ist eine Verständigung mit dem Monteur leicht zu ermöglichen. Das für die Laufkrane erforderliche Gerüst kann ferner verwendet werden zum Abstützen des Schiffes, zum Bau der Stellinge und Aufnehmen der Aufgänge, zum Aufhängen von Nietmaschinen, Anbringen von Transmissionen für Arbeitsmaschinen, Aufstellen von Nietöfen und dergl. Das Gerüst kann schliesslich ohne wesentliche Kosten mit einem Dach versehen werden, um die Arbeitsmaschinen und die Arbeiter zu schützen. Es dürfte daher nicht zweifelhaft sein, dass für unser Klima, also für die Schiffswerften an der Ost- und Nordseeküste, nur ein Hellingdach bezw. eine Hellingwerkstatt mit Laufkran, Drehkran etc. in Frage kommen kann. Wenn daher die Germania-Werft in Kiel eine derartige Hellingwerkstatt in Auftrag gegeben hat und zugleich sämmtliche Hellinge massiv und mit einem Dockhaupt sowie Verschlussponton erbaut, um einestheils die Schiffe nicht zu hoch stapeln zu brauchen und anderentheils den Stapellauf mit grösserer Sorgfalt und und Sicherheit vorbereiten zu können, so dürfte der weitere Schritt sein, die geneigte Ebene ganz aufzugeben und ein flaches Trockendock zu bauen. Ein solches Trockendock mit einer Höhenlage der Docksohle von etwa 5—6 m unter dem Normalwasserstand, versehen mit einer vollständigen Hellingbedachung, würde ohne Zweifel den Bauplatz der Zukunft bilden für die modernen Schiffe der Handels- und Kriegsmarine. Der grösste und in die Augen springende Vortheil, welchen ein solches Baudock mit sich bringt, ist der Fortfall des Stapellaufes. Für den Laien, d. h. für den mit dem Betriebe einer Werft nicht vertrauten Zuschauer einer Stapellaufsfeierlichkeit würde freilich dieser Vortheil keine Geltung haben, wird er doch durch das Baudock um eines der erhebendsten und interessantesten Schauspiele gebracht, welches die Technik zu bieten vermag. Doch der Schiffbauingenieur, der durch seine Thätigkeit im Werftbetriebe schon genügend Sorgen und Verantwortungen

auf sich nehmen muss, wird gerne auf die schweren und aufregenden Stunden verzichten, welche jedem Stapellaufe voraufgehen. Denn wenn auch der Stapellauf nach den Gesetzen der Mechanik ein einfaches Problem ist, und wenn man mit Sicherheit alle Einzelheiten vorausberechnen und die Ablaufsvorrichtungen hiernach bemessen kann, so bleibt derselbe doch immer etwas Unnatürliches, da der Erbauer das Schiff vollkommen aus seinen Händen giebt und es seiner elementaren Gewalt selbst überlässt. Und so finden wir denn in der Geschichte des Schiffbaues eine genügende Anzahl von Beispielen, welche lehren, dass das Missglücken eines Stapellaufes nichts ungewöhnliches ist. Bleibt das Schiff überhaupt stehen, und folgt es nicht dem Winke des Taufenden, so ist dies noch nicht so bedenklich. Die Stimmung der zur Tauffeierlichkeit geladenen Gäste erfährt nur eine Trübung, und ihre Geduld wird bisweilen auf eine harte Probe gestellt. Fängt jedoch das Schiff an zu laufen und bleibt unterwegs stehen, oder kommt gar das Schiff nach dem Ablauf zum Kentern, wie es auf dem Clyde im Jahre 1883 geschah, so können neben den Menschenverlusten Materialschäden am Schiffskörper eintreten, welche dem Erbauer mit einem Schlage seinen Gewinn vernichten. Diese Unsicherheit des Stapellaufes hat daher auch die Privatwerften dahin geführt, grössere Schiffe gegen Unfälle beim Stapellauf zu versichern, und die Höhe derartiger Prämien bis zu 15 000 M. zeigt deutlich, dass das Gelingen eines Ablaufes nicht so sicher ist, wie man im allgemeinen anzunehmen geneigt ist. Die Schwierigkeiten des Stapellaufes wachsen aber ständig mit der Zunahme der Ablaufsgewichte und der Schiffslängen, im besonderen für diejenigen Werften, welche an Flussläufen von begrenzter Breite gelegen sind. Die Bedeutung eines Baudocks dürfte daher nicht so von der Hand zu weisen sein, zumal für dasselbe auch schon allerhand praktische Erfahrungen vorliegen. So verwendet zum Beispiel die englische Firma Laird Brothers in Birkenhead schon seit vielen Jahrzehnten ihre in Felsen gehauenen Trockendocks zum Bau von Kriegs- und Handelsschiffen, auch haben die Königl. Werften in Portsmouth und Chatham die Trockendocks zum Bau von Linienschiffen verwendet, und in Deutschland hat die Firma Seebeck in ihrem hölzernen Trockendock in Bremerhaven den Bau des Lloyddampfers „Trier“ zu Ende geführt. Diese Beispiele, in welchen es sich um vorhandene und für den Bau von Schiffen nicht besonders eingerichtete Trockendocks handelt, dürften schon als Beweis genügen, dass dem Bau von Schiffen in Docks gegenüber dem Hellingbau eine Berechtigung nicht abgesprochen werden kann. Wieviel günstiger gestalten sich jedoch die Verhältnisse für das Baudock,

wenn man dasselbe speciell für den Neubau einrichtet und von den wesentlich grösseren Docktiefen der Trockendocks absieht, wenn man also die Docksohlen anstatt auf etwa 10 m unter normalem Wasserstand nur auf etwa 6 m unter diesem Pegel anordnet, d. h. nur so tief, dass das Schiff in dem unbelasteten Zustande, wie es sich beim Stapellaufe befindet, aufschwimmen kann. Auf diese Weise wird der Raum des Docks auf fast die Hälfte verringert und die Fundirungsarbeiten können wesentlich vereinfacht werden. Wird nun ein solches Baudock mit einem Hellingdach überspannt und zur Hellingwerkstatt eingerichtet, so dürfte hiermit eine Betriebseinrichtung geschaffen sein, welche für die nächste Zukunft auch den weitestgehenden Ansprüchen genügen wird. Man wird gegen einen derartigen Bau einwenden, dass er zu kostspielig sei, dass durch derartige Betriebseinrichtungen das Grundkapital der modernen Werften zu bisher ungeahnten Höhen sich steigern wird, so dass Schwierigkeiten auftreten können, diese Kapitalsanlage in flauen Betriebsjahren zu verzinsen bezw. einen Reingewinn aus denselben zu erzielen. Es würde naturgemäss zu weit führen, hier einen detaillirten Kostenanschlag für ein Baudock niederzulegen, es mögen nur die Hauptmomente erwähnt werden, welche für die Anlage eines Baudocks sprechen.

1. Fortfall des Stapellaufes und der damit verbundenen umfangreichen und kostspieligen Arbeiten.

2. Fortfall der Arbeiten zur Herrichtung der Helling, der Baggerungen, des Schlagens von Spuntwänden, der Taucherarbeiten.

3. Die Flussbreite spielt keine Rolle, es sind daher Geldaufwendungen, um die Ablaufsbreite zu vergrössern, nicht erforderlich.

4. Die Versicherungsprämie kommt in Fortfall.

5. Die Arbeiten auf dem Schiff können bis zum letzten Augenblick ungestört und in vollem Umfange ausgeführt werden.

6. Sämmtliche Spanten, Querschotte, Balken werden lothrecht eingebaut. Der Fall der Helling braucht nicht berücksichtigt zu werden. Ein Abstützen dieser Bautheile nach dem Wasser zu kann unterbleiben, da ein Versacken und Vertrimmen nicht eintreten kann.

7. Die Stapelung erhält durchweg gleiche Höhe, und es werden daher die Stapelungen im Vorschiff wesentlich niedriger.

8. Da der Kiel rund 4,5 m unter dem mittleren Pegelstand und demnach etwa 5 m unter dem Werftboden zu liegen kommt, so brauchen die Baumaterialien um dieses Maass zum Einbau weniger hoch gehoben werden.

9. Der Stellingbau wird einfacher und niedriger.

10. Es treten keine Verkehrsstörungen im Fahrwasser ein, da die Schiffe jederzeit aus dem Baudock verholt werden können.

11. Bei Berücksichtigung einer Hellingbedachung kommt ferner hinzu, dass die Höhe des Hellingdaches wesentlich geringer wird, und dass für die Fundamentirung desselben die Kaimauern des Baudocks verwendet werden können.

Die Nachtheile, das Lenzhalten des Docks und die Vermehrung der elektrischen Beleuchtung fallen bei dem weitverzweigten System der elektrischen Kraftübertragung und Beleuchtung nicht so ins Gewicht.

Legt man für die Rentabilitätsberechnung einmal ein Schiff von der Grösse der „Ivernia“ zu Grunde (13 000 Brutto Register-Tons) ein andermal ein Linienschiff oder einen grossen Kreuzer von 10 000—12 000 t Deplacement und berücksichtigt man, dass Schiffe dieser Grösse in 9 Monaten zum Aufschwimmen gebracht werden können — die „Ivernia“ sowohl wie „Kaiser Wilhelm II“ sind nach 9 Monaten abgelaufen — so ergiebt sich für diese Zeit und für derartige Schiffe eine Ersparniss von mindestens 130 000 Mark, also für 12 Monate 173 000 Mark. Rechnet man für das Lenzhalten des Baudocks im Jahre rund 23 000 Mark, so ergiebt sich ein Gewinn von 150 000 Mark pro Jahr. Die Baukosten eines Baudockes, der Quadratmeter Grundfläche zu 400 Mark gerechnet, ergeben bei einem Baudock von 200 m Länge und 26 m Breite eine Summe von 2 080 000 Mark. Bringt man für geringere Baukosten der Hellingbedachung 80 000 Mark in Abzug, so ergeben sich die Baukosten zu rund 2 000 000 Mark. Bei einer $6^1/_2$ proc. Verzinsung macht sich daher die Anlage bezahlt. Hierbei ist ausser Acht gelassen, dass das Anlagekapital der Werft, da die Bauzeit im Baudock um die Hälfte gegen früher verkürzt wird, wesentlich günstiger ausgenützt ist.

Nach dem Aufschwimmen bezw. dem Stapellauf beginnt nun das zweite Baustadium des Schiffes. Nachdem die Schiffbauwerkstatt die Hauptarbeit verrichtet hat, kommen nun die übrigen Werkstätten mit an die Reihe, um ihre Erzeugnisse dem Schiffe zu überweisen. Es ist daher von grosser Wichtigkeit, während dieses zweiten Baustadiums auf möglichst schnelle und bequeme Transporteinrichtungen Bedacht zu nehmen, um die Erzeugnisse der Werkstätten nach dem Kai und von diesem in's Schiff schnell befördern zu können. Mit dieser Verbindung zwischen den Werkstätten und dem Schiff ist es bei den meisten Werften schlecht bestellt. In der Regel ist die Maschinenbauwerkstatt, sowie die Kessel- und Kupferschmiede, von der Schiffswerft und dem Kai weit entfernt und vielfach durch eine Strasse getrennt, oder

die Werkstätten liegen auch sogar an einem anderen Orte und sind nur mittelst Eisenbahn oder Schiff zu erreichen. Und dabei sind die Gewichte der Kessel und Maschinentheile meist so gross, dass die gewöhnlichen Transportmittel nicht ausreichen. Es tritt daher das Bedürfniss auf, zunächst diese Werkstätten möglichst geschlossen mit den Werkstätten des Schiffbaues zu vereinigen und dann für eine bequeme Verbindung derselben mit dem Werftkran Sorge zu tragen. Diese enge Angliederung der Werkstätten des Schiffbaues mit denen des Schiffsmaschinenbaues hat nun noch den weiteren Vortheil, dass man einzelne Werkstätten vereinigen und verschmelzen kann, so dass die vorhandenen Werkzeugmaschinen besser ausgenutzt und mehr für eine Massenfabrikation eingerichtet werden. Warum muss z. B. die Schiffbau-Sektion eine Schiffsschmiede und die Maschinenbau-Sektion eine Kesselschmiede und eine Hammerschmiede besitzen. Warum können nicht diese drei Schmieden zu einer Werkstatt vereinigt werden? Sind doch in allen drei Werkstätten in gleicher Weise Schmiedefeuer, Glühöfen, Dampf- oder Lufthämmer vorhanden und wird doch in der Kesselschmiede in der Hauptsache das Kesselblech genau so bearbeitet, wie das schwere Schiffsblech in der Schiffbauwerkstatt. Man kann daher mit den Blechwalzen, Kantenhobelmaschinen, Bohrmaschinen und hydraulischen Nietmaschinen sich gegenseitig aushelfen und für alle diese Werkzeugmaschinen eine gemeinsame Betriebs-Kraftcentrale bauen. Warum muss ferner die Schlosserwerkstatt des Schiffbaues von der Dreherei oder mechanischen Werkstatt des Maschinenbaues getrennt werden? Sind doch die meisten Werkzeugmaschinen in beiden Werkstätten in gleicher Weise vertreten. Durch ein Zusammenbringen aller dieser Werkzeugmaschinen in eine Werkstatt kann daher nur gewonnen werden, und kann man mit Leichtigkeit auf die Massenfabrikation hinarbeiten, worin die Amerikaner so Hervorragendes leisten. Das Gleiche gilt von der Kupferschmiede und Malerwerkstatt. Ob eine Vereinigung der Schiffstischlerei mit der Modelltischlerei vortheilhaft sein wird, darüber lässt sich noch streiten, da die Schiffstischlerei unbedingt dicht am Kai liegen muss, während die Modelltischlerei in der Nähe des Modelllagers besser am Platze ist.

Hauptsache bleibt daher, dass die einzelnen Werkstätten praktisch zu dem am Kai liegenden Schiffe angeordnet sind, und dass eine bequeme Transporteinrichtung vorgesehen wird zwischen Werkstätten und Schiff. So kommen wir wiederum auf einige Neuerungen zu sprechen, welche uns die Hebezeugindustrie bescheert hat, auf die aus der Werkstatt auf erhöhten Fahrbahnen hinauslaufenden Laufkrane, sowie auf die modernen Uferkrane.

Die bisherige Methode z. B. aus der Kesselschmiede den Schiffskessel zum Kai zu befördern, besteht darin, dass man in die Werkstatt ein Schienengeleise hineinführt, um den Kessel mittelst des Werkzeugkranes auf einen Eisenbahnwagen verladen zu können, welcher dann, vielfach unter Benutzung von Drehscheiben, unter den Uferkran gefahren wird. Die Verwendung von

Eisenkonstruktionshalle der Donnersmarkhütte O.-S.

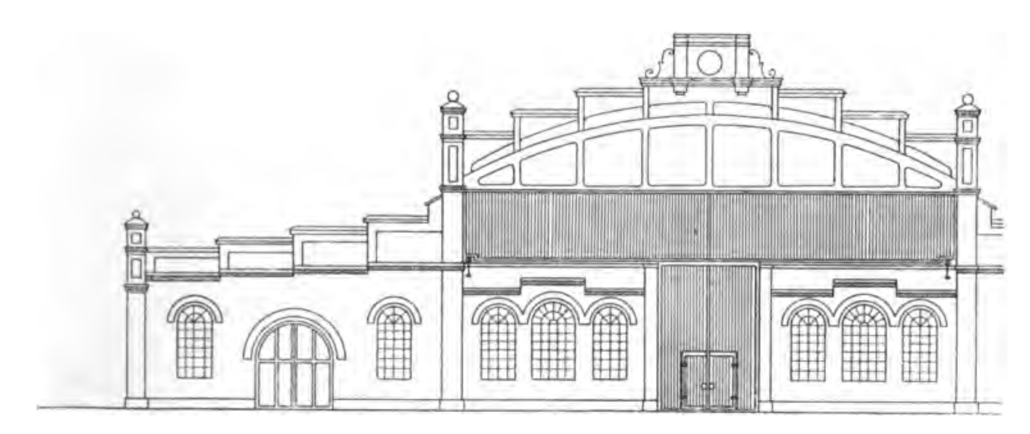


Fig. 29.

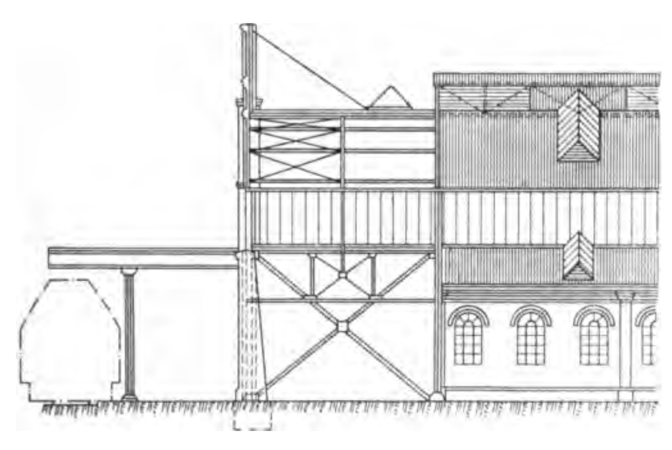


Fig. 30.

Schienengeleisen in der Werkstatt hat nun mannigfache Nachtheile und Unbequemlichkeiten im Gefolge. Bei den modernen elektrisch betriebenen Laufkranen, welche eine Fahrgeschwindigkeit bis 90 m pro Minute besitzen, ist es nun ein Leichtes, an jedem Theile der Werkstatt ein Werkstück aufzuheben und bis an die Giebelwand zu fahren. Erhält nun diese eine Oeffnung für den Laufkran bis zur Thür und die Laufbahn des letzteren eine Verlängerung nach aussen über ein an der Giebelwand vorübergeführtes Schienengeleise,

so kann der Laufkran seine Last direkt auf einen auf dem Aussengeleise stehenden Eisenbahnwagen niederlegen, ohne dass derselbe in die Werkstatt gefahren zu werden braucht. Derartige Laufkrane hat die Donnersmarkhütte in Oberschlesien in ihrer Kesselschmiede und Eisenkonstruktionshalle zur

Kesselschmiede der Donnersmarkhütte O.-S.



Fig. 31.

Ausführung gebracht (Fig. 29—31). Die Klappen zum Oeffnen und Schliessen der Oeffnung in der Giebelwand, welche der Kran zum Hinausfahren aus der Halle benöthigt, werden mittelst Winden von unten bewegt.

Sind nun in dieser Weise sämmtliche Werkstätten eingerichtet, so ist der Transport ihrer Erzeugnisse zum Uferkran, sowie derjenige der Halb-

fabrikate — Gussstücke, Bleche, Winkel, Schmiedestücke — von den anderen Werkstätten oder vom Lagerplatz nach den Werkstätten in einfachster Weise durchzuführen. Natürlich wird man bei der jetzt allseitigen Verwendung der elektrischen Kraftübertragung für den Eisenbahnbetrieb nicht mehr Dampflokomotiven, sondern elektrische Lokomotiven mit Oberleitung oder Akkumulatorenbetrieb verwenden. Dieselben können in kürzester Zeit den Transport zum Uferkran, sowie zwischen den Lagerplätzen und Werkstätten

Drehscheibenkran auf der Werft der Newport News and Drydock Co. — Newport News, Virginia. U. S. A.



Fig. 32.

bewerkstelligen und zugleich den Rangierdienst übernehmen für die auf dem Anschlussgeleise der Werft einlaufenden Güterwagen. Die elektrische Lokomotive, welche zu diesem Zwecke am besten mit Akkumulatorenbetrieb einzurichten ist — die Verwendung der herausfahrbaren Laufkrane erschwert überdies die Verbindung mit einer elektrischen Oberleitung — bedarf nur

eines Führers, ist jederzeit betriebsfähig und ist den umständlichen Kesselrevisionsarbeiten nicht unterworfen.

Für das zweite Baustadium des Schiffes am Kai, für das Einsetzen von Schiffskesseln, Schiffsmaschinen, Masten, Panzerplatten, sowie Geschützen in's Schiff sind nun besondere Uferkrane erforderlich, an welche besonders hohe Anforderungen in Bezug auf Tragfähigkeit und Ausladung gestellt werden. Man geht bei den modernen Uferkranen bis zu einer Tragfähigkeit von 150 t und einer solchen Ausladung, dass man die ganze Breite des grössten Schiffes beherrschen kann. Dabei hat es sich als wünschenswerth erwiesen, das Verholen des Schiffes, eine zeitraubende und kostspielige Arbeit, zu vermeiden. Der Kran muss daher ein möglichst grosses Arbeitsfeld besitzen, um innerhalb desselben die Last an jedem Punkte absetzen zu können. Die bis vor wenigen Jahren für diese Zwecke üblichen Kransysteme, wie Scheeren- und Drehscheibenkrane, entsprechen diesen Anforderungen nur in beschränktem Maasse. Die Scheerenkrane gestatten die Bewegungen der Lasten nur in einer Ebene, sie arbeiten sehr langsam und erfordern grossen Kraftaufwand, da bei einer Aenderung der Ausladung die Last nicht allein horizontal, sondern auch in einer Kreislinie vertikal gehoben und gesenkt wird. Der Drehscheibenkran kann zwar eine Schwenkung um 360 Grad ausführen, da aber die Ausladung meist unveränderlich bleibt, so beschreibt der Lasthaken nur eine Kreislinie, so dass ein Verholen des Schiffes erforderlich wird. Selbst wenn der Ausleger zum Einziehen eingerichtet wird (vergl. Fig. 32, Drehscheibenkran der Werft in Newport News), so ergiebt dies doch eine ausserordentliche Komplikation der Triebwerke. Ferner bieten die Fundirung, sowie die Ausbalancirung des Kranes Schwierigkeiten, und wird die Ausladung infolgedessen beeinträchtigt, und der Verkehr auf dem Uferkai gestört. Der 100 t Derrickkran von Blohm & Voss in Hamburg, ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, zeigt insofern einen Fortschritt, als die Ausladung von der Kaikante bis auf 30 m gesteigert werden kann, sowie dass auf den Verkehr am Kai Rücksicht genommen ist. Die Aenderung der Ausladung weist jedoch dieselben Mängel, wie beim Drehscheibenkran auf. Der Kran*) (Fig. 33 und 34), dessen Eisenkonstruktion von der Gesellschaft Harkort in Duisburg berechnet und ausgeführt wurde, ist mit zwei getrennten Hubwindewerken und Flaschen ausgerüstet und zwar für Tragfähigkeiten von 100,000 und 30,000 kg. Ausserdem ist jedes Hubwindewerk für zwei Last-

*) Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, Seite 437.

abstufungen eingerichtet. Für die verschiedenen Lasten ergeben sich dadurch die nachstehenden Hubgeschwindigkeiten:

Grosses Windewerk

Lasten bis 50,000 kg . . . . . . 2,6 m/min.
„ von 50,000 bis 100,000 kg . 1,3 m/min.

Derrickkran von Blohm & Voss — Hamburg, ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-Akt.-Ges.



Fig. 34.

Kleines Windewerk

Lasten bis 10,000 kg . . . . . . 12 m/min.
„ von 10,000 kg bis 30,000 kg . 4 m/min.

Die beiden Hubwindewerke werden durch eine gemeinschaftliche Zwillingsdampfmaschine von 240 mm Cylinder-Durchmesser und 450 mm Hub mit Klug'scher Umsteuerung angetrieben, die angeführten Geschwindigkeiten

entsprechen einer Umdrehungszahl der Kurbelwelle von 180 in der Minute. Als Probebelastungen wurden für die grosse Flasche 150,000 kg und für die kleine 45,000 kg festgesetzt; mit diesen Lasten ist der Kran im Stande, alle Bewegungen anstandslos auszuführen.

Um einen möglichst grossen Wirkungsgrad der Hubwindewerke zu erzielen, hat man Schneckengetriebe vollständig vermieden, Kegelräder nur in beschränkter Zahl verwendet und im übrigen die schnelllaufenden Stirnräder mit gefrästen Zähnen versehen. Ausserdem sind für das als Lastorgan dienende Stahldrahtseil Trommeln und Rollen von ausserordentlich grossen Durchmessern benutzt worden. Der einfache Seilstrang hat bei beiden Windewerken eine garantirte Bruchfestigkeit von 100,000 kg. Dabei hängt die Last bei der grossen Flasche an 8 und bei der kleinen an 4 Strängen. Damit die Seile der achtsträngigen Flasche möglichst gleichmässig beansprucht werden, ist das zugehörige Windewerk mit zwei Seiltrommeln ausgerüstet, von denen also zwei Seilstränge aufgewickelt werden. Beide Lasthaken sind auf glasharten Stahlkugeln leicht drehbar gelagert und ausserdem vermöge doppelter Gelenke im Gehänge nach allen Richtungen leicht bewegbar.

Die Ausladung des Kranes kann durch ein vom Führerstande aus zu bedienendes Windewerk bei angehängter Last innerhalb folgender Grenzen verändert werden:

	Ausladung von der Drehmittelachse des Auslegers in Meter	
	grösste	kleinste
Grosse Flasche	28,5	17,0
Kleine Flasche	32,5	18,0

Hierbei ist zu bemerken, dass die kleine Flasche, in ihrer grössten Ausladung mit 30,000 kg Betriebslast und 45,000 kg Probelast beansprucht werden kann. Dagegen entsprechen die Belastungen von 100,000 kg und 150,000 kg der grossen Flasche einer Ausladung von 20 m. Berücksichtigt man, dass der Drehmittelpunkt des Auslegers nur 2,5 m von der Kaikante entfernt liegt, so ergiebt sich eine nutzbare Ausladung des Kranes von 32,5—2,5 = 30 m.

Der Ausleger hat die in Fig. 33 dargestellte geometrische Form. Sein oberer Theil ist behufs Veränderung der Ausladung um einen Bolzen drehbar, während sich der ganze Ausleger in wagerechtem Sinne um 2 Zapfen dreht, die von einer besonderen Gerüstkonstruktion dreibockartiger Form getragen werden. Beide Bewegungen werden dem Ausleger von einer zweiten

Zwillingsdampfmaschine von 210 Cylinder-Durchmesser und 300 mm Hub ertheilt, welche abwechselnd mit den räumlich getrennten Windewerken gekuppelt wird. Auch diese Maschine ist mit Klug'scher Umsteuerung versehen. Als Zugorgan für die Veränderung der Ausladung dienen 2 Schraubenspindeln aus Siemens Martin Stahl. Die Steigung des Gewindes der beiden Spindeln in Verbindung mit dem Triebwerke wirkt selbsthemmend, so dass sich im allgemeinen der Ausleger nicht unbeabsichtigt senken kann. Trotzdem ist im Spindelwerke eine selbstthätig wirkende Bremse angeordnet, um auch gegen Bewegungen des Auslegers durch Erschütterungen gesichert zu sein.

Die Horizontalkräfte des Auslegers werden durch die beiden im Dreibockgerüst gelagerten Stahlzapfen in einfacher Weise aufgenommen. Grössere Schwierigkeiten verursachte dem Konstrukteur die Uebertragung des senkrechten Druckes. Die gebräuchlichen Drehrollen oder Stahlkugeln waren bei den grossen Kräften und der gegebenen geringen Grundfläche von nur rund 4,5 m im Durchmesser ausgeschlossen. Man entschied sich deshalb zur Anlage einer kreisrunden Gleitbahn nach Art der Führungen von Holzbankbetten. Durch Wahl richtiger Materialien und vorzügliche Schmierung in Verbindung mit einer tadellosen Ausführung ist diese Aufgabe in glücklicher Weise gelöst; denn der durch die gleitende Reibung verursachte Widerstand ist wesentlich geringer ausgefallen, als in der Berechnung angenommen war. Der stählerne Unterbau der Gleitbahn ist an seinem äusseren Umfange als fester Triebstock mit auswechselbaren Stahlbolzen, in die gleichzeitig zwei verzahnte Triebe des Drehwerkes eingreifen, ausgebildet. Auf die äusserst kräftige Gestaltung der Triebwerktheile für die Drehbewegung ist mit Rücksicht auf die zu bewegenden bedeutenden Massen und die zu erwartenden hohen Winddrücke sehr grosser Werth gelegt. Die Drehgeschwindigkeit des Auslegers beträgt bei 180 Umdrehungen der Dampfmaschine 30 m pro Minute, gemessen am kleinen Haken in seiner grössten Auslage.

Für die Speisung der Dampfmaschinen ist ein besonderer Kessel nicht erforderlich, da sich das Kesselhaus der Blohm & Voss'schen Werft in der Nähe des Kranes befindet. Die für beide Maschinen gemeinschaftliche Rohrleitung ist durch eine Stopfbüchse in die geometrische Drehachse des Auslegers geführt und gut isolirt; sie liefert Dampf von 4 bis 6 Atm. Spannung

Der Kran wird durch einen einzigen Maschinisten bedient, der seinen Standort im vorderen Theile des Auslegers in einer Höhe von rund 7 m über dem Fussboden hat und das Arbeitsfeld der beiden Lasthaken bequem über-

sehen kann. Sämmtliche in übersichtlicher Reihenfolge angeordneten Steuermechanismen sind mit Aufschriften versehen und können vom Kranführer ohne Veränderung des Standpunktes bethätigt werden.

Gegen die Unbilden der Witterung sind die Dampfmaschinen, die übrigen empfindlicheren Maschinentheile und der Stand des Kranführers durch ein eisernes Schutzhaus gesichert; dieses ist sehr geräumig und gestattet durch zahlreiche Fenster den erforderlichen Ausblick ins Freie.

Das die beiden Drehzapfen tragende Dreibockgerüst bildet vermöge der unter Flur liegenden kastenförmigen Verbindungen der Strebenfüsse ein ausserordentlich starkes Konstruktionssystem und ist dadurch bemerkenswerth, dass die Beanspruchungen der drei erforderlichen Fundamente sehr günstig ausfallen. Der mittlere Fundamentblock unter der Auslegerdrehscheibe erhält nur senkrechten Druck, und die beiden anderen werden je nach Lage des Auslegers gleichfalls nur durch senkrechte Druckkräfte beansprucht oder wirken als Gegengewichte für die Last.

Der Kran ist seit dem 27. Oktober 1897 in ununterbrochenem Betriebe und arbeitet zur vollsten Zufriedenheit der Besitzer.

Eine ganz neue und eigenartige Konstruktion zeigt der für das Kaiserdock in Bremerhaven von der Benrather Maschinenfabrik erbaute 150 t Drehkran; er vermeidet alle bisher erwähnten Mängel in glücklichster Weise (Fig. 35). Der Kran besteht im wesentlichen aus einem feststehenden Stützgerüst, in welchem einmal im Grundmauerwerke und zweitens im Kopfe des Stützgerüstes eine drehbare Kransäule gelagert ist, welche oben in einen nach beiden Seiten symmetrisch vertheilten Ausleger übergeht. Auf dem einen Ausleger fährt die Laufkatze, auf dem anderen Arme ist ein Gegengewicht angeordnet, um sowohl bei vollbelastetem Krane, als auch bei leerem Haken gleiche Kippsicherheit zu erreichen. Da die Kransäule um 360 Grad gedreht und gleichzeitig die Laufkatze bewegt werden kann, so vermag man die ganze ringförmige Fläche von 22 m äusserem und 8 m innerem Radius von dem Haken der Katze in allen Punkten zu bedienen. Da ausserdem der Kran fest ausbalancirt ist, im besonderen auf den Winddruck, und die Laufkatze mit dem Hubwerk nur horizontal fährt, so erfordern die Bewegungen nur geringe Kraftverbräuche. Das Lastorgan ist ein Stahldrahtseil von 60 mm Durchmesser, welches über einen Flaschenzug mit 7 Rollen läuft. Da das Seil bei einer Hubhöhe von 30 m demnach eine nutzbare Länge von 240 m besitzt, so ist als Hubwerk ein Doppelspill gewählt und beträgt die Zahl der Umschlingungen für jede Trommel sechs. Der abgelaufene Trum geht zu

Drehkran mit Laufkatze. Für das Kaiser-Dock in Bremerhaven ausgeführt von der Benrather Maschinenfabrik Akt.-Ges.
150 t Tragfähigkeit.

Fig. 35.

einem in der Kransäule aufgehängtem Flaschenzuge, welcher durch ein Gewicht in Spannung gehalten wird. Der Antrieb der einzelnen Bewegungsmechanismen geschieht mittelst Gleichstrommotoren, welche von der Elektricitäts-Gesellschaft Union in Berlin geliefert sind. Die Stromzuführung geht durch den Säulenfuss, und der Strom wird oberhalb der Schneide der Kransäule durch Schleifringe abgenommen und zum Führerhause geleitet. Für das Heben der Last sind zwei Elektromotore, welche zusammen 40 HP. leisten, vorgesehen; zum Schwenken des Kranes, sowie zur Bewegung der Laufkatze dient je ein Motor von 26 HP. Zum Festhalten der Last sind zwei selbstthätige mechanische Bremsen, sowie eine elektrische Bremse angeordnet, welche beim Abstellen des Motors selbstthätig in Wirksamkeit treten. Durch verstellbare Vorgelege kann die Heissgeschwindigkeit des Hakens wie folgt geändert werden:

bei 150 t Tragfähigkeit 0,68 m per Minute
„ 75 „ „ 1,3 „ „ „
„ 37 „ „ 3 „ „ „
„ 18 „ „ 6 „ „ „

Die Fahrgeschwindigkeit der Katze beträgt 8 m per Minute, während der Ausleger in 7 Minuten einmal gedreht werden kann.

Die Bedienung des Kranes erfolgt vom Führerhause aus, welches seitlich am Ausleger angeordnet ist. In demselben befindet sich ein Doppelkontroller mit Universalsteuerung D. R. P. System Essberger-Geyer zum Heben und Drehen und ein einfacher Kontroller zum Fahren der Katze.*)

Als einziger Nachtheil dieser Krane ist zu erwähnen, dass die Ausleger so hoch angeordnet werden müssen, dass sie über die Schornsteine und Decksaufbauten der Schiffe hinüberreichen, während sie bei den Masten meist nicht vorbeidrehen können.

Nach demselben Grundsatze ist der Drehkran konstruirt, welchen die Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft für die Germaniawerft in Bau hat (Fig. 36 und 37). Das Stützgerüst hat die Form eines Dreibockes und erhält hierdurch eine grössere Basis, während der Verkehr aut dem Kai weniger beeinträchtigt wird. Die von den Lasthaken bestreichbare Ringfläche hat bei 45 t Tragfähigkeit einen äusseren Radius von 35,25 m, bei 150 t Tragfähigkeit von 22,75 m. Die Fusspunkte des Dreibockes sind auf besonderen Fundamenten befestigt, so dass im ganzen 4 Fundamentblöcke, ein mittlerer für den Ausleger und 3 äussere für die Dreibockfusspunkte vor-

*) Vergl. auch Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, Seite 1481.

handen sind. Die Fusspunkte sind unter Flur sowohl unter sich, als auch mit dem Mittelfundamente durch eine geeignete Trägerkonstruktion verbunden, so dass die äusseren 3 Fundamentblöcke, von denen 2 Stück an der Kaikante liegen, nur vertikale Drücke erhalten. Der durch den Ausleger hervorgerufene Horizontalschub wird mit Hilfe eines in der Eisenkonstruktion befestigten Zapfens von dem durch sämmtliche drehbaren Theile belasteten Mittelfundamente aufgenommen.

Die Uebertragung des durch die drehbaren Theile nebst Nutzlast hervorgerufenen Vertikaldruckes auf das Mittelfundament erfolgt durch das Rollenlager. Dasselbe enthält 32 gedrehte Stahlrollen von 200 mm Breite, welche auf geschmiedeten Stahlbahnen laufen. Gegen Staub und Feuchtigkeit ist das Rollenlager durch eine endlose Oelrinne, in welche eine runde, cylindrische Wand taucht, vollständig luftdicht abgeschlossen.

Die Stützen des Dreibockes vereinigen sich oben zu einem Ringträger von kastenförmigem Querschnitt. An der Innenseite des letzteren ist die Rollenbahn und der Triebstock aus Stahlformguss mit eingesetzten geschmiedeten Stahlbolzen befestigt. Der Triebstock, sowie die aus Stahl geschmiedete Laufschiene für die Rollenbahn bestehen aus Segmenten, welche einzeln ausgewechselt werden können. Der Ausleger stützt sich gegen die Rollenbahn auf den beiden Druckseiten mit Hilfe von je 4 Stahlgussrollen von 750 mm Durchmesser und 200 mm Breite. Dieselben sind verstellbar eingerichtet, um bei der Montage eine vollständige vertikale Ausrichtung des Auslegers zu erzielen und diese bei späterer Abnutzung der Druckrollen und der Laufschiene immer wieder herstellen zu können. In den Triebstock greifen gleichzeitig 2 verzahnte Triebe des Drehwerkes ein, welch' letzteres mit dem Motor auf der Oberseite des Auslegers in übersichtlicher Weise montirt ist. Der Angriff für die Drehbewegung erfolgt also bei dem Ausleger an der für denselben günstigsten Stelle.

Die Uebertragung der im Triebstock beim Drehen auftretenden Zahndrücke auf die Fundamente erfolgt durch den Dreibock. Zu diesem Zwecke sind die trapezförmigen Flächen des letzteren mit kräftigen Zugdiagonalen versehen, sodass beim Drehen des Auslegers die Dreibockstrebe auf Druck und je 3 Diagonalen auf Zug beansprucht werden.

Bei den zu bewegenden grossen Massen und den zu erwartenden hohen Winddrücken sind die Triebwerkstheile zum Drehen ausserordentlich kräftig gehalten, so dass eine Abnutzung derselben in absehbarer Zeit nicht zu erwarten ist. Um die Windkräfte für das Drehtriebwerk möglichst un-

schädlich zu machen, ist das Gegengewicht des Auslegers mit einer verhältnissmässig grossen Windfläche zur Ausbalancirung versehen.

Der Ausleger besteht aus 2 durchlaufenden in Fachwerk hergestellten Hauptträgern, auf welchem sich an der Vorderseite die beiden Laufkatzen bewegen, während der hintere Theil zur Aufnahme des Gegengewichtes dient. Zur Aussteifung dieser Träger dienen auf der Katzenseite 2 Bühnenträger, während die ersteren auf der Gegengewichtsseite unter sich solide verbunden sind. Diese Anordnung ergiebt sowohl zu beiden Seiten der Katze, als auch auf der entgegengesetzten Seite breite Laufbühnen. Zur bequemen Erreichung derselben dient eine in der Mitte der Auslegersäule angebrachte Wendeltreppe.

Im vorderen Theile des Auslegers befindet sich zwischen einem Haupt- und Bühnenträger das geschlossene Führerhaus, welches durch einen geschützten Gang gleichfalls bequem von der Wendeltreppe zu erreichen ist. Dasselbe ist so gross bemessen, dass alle elektrischen Apparate, Werkzeuge, ein Ofen und sonstige Bedürfnisse des Maschinisten bequem Platz finden. Ausserdem ist die Anlage eines kleinen elektrisch anzutreibenden Windewerkes von ca. 1000 kg Tragkraft vorgesehen, um kleinere Gegenstände rasch und bequem nach oben befördern zu können.

Die beiden Laufkatzen sind von einander vollständig unabhängig, weil jede derselben ihre eigenen kompleten Windewerke zum Lastheben und Katzenfahren enthält. Bei beiden Katzen werden zum Heben die Lastseile auf doppelte Trommeln gleichzeitig aufgewickelt, so dass eine Verschiebung der Flaschen bei der Hubbewegung nicht stattfindet und der Ausleger in jeder Höhenlage der Last gleichmässig beansprucht wird. Zum Festhalten der Last ist jedes Hubwindewerk mit einer bewährten Sicherheitsbremse, welche sowohl vom Maschinisten, als auch elektrisch geliftet werden kann, ausgerüstet, so dass ein Versagen derselben vollständig vermieden wird.

Gegen die Unbilden der Witterung sind die Triebwerke der beiden Laufkatzen und das Drehwindewerk durch Gehäuse aus Eisenkonstruktion mit Holzverschlägen, verschliessbaren Fenstern und Thüren vollständig geschützt.

Da die Gewichte der Katzen nicht unbedeutende sind, ist versucht worden, die Windewerke ganz oder zum Theil auf dem hinteren Arm des Auslegers anzuordnen. Eine solche Maassnahme würde indessen die Güte der Windewerke wesentlich beeinflussen, und ist daher das verhältnissmässig wenig höhere Eigengewicht des Auslegers in Kauf genommen worden, um die einfache Konstruktion der Katzenwindewerke nicht zu stören.

Die Lastseile haben eine 8—10 fache Sicherheit gegen Bruch und laufen über verhältnissmässig sehr grosse Rollen. Da gleichzeitig zwei entgegengesetzt liegende Stränge angezogen werden, ist ein Ecken der unbelasteten Flaschen ausgeschlossen. Die Lasthaken sind auf glasharten Stahlkugeln leicht drehbar gelagert und ausserdem durch doppelte Gelenke in Gehängen nach allen Richtungen leicht beweglich. Für alle drehbaren Theile sind nach Möglichkeit automatische Schmiervorrichtungen vorgesehen.

Der elektrische Antrieb erfolgt für sämmtliche Windewerke durch Einzelmotoren, welche stets mit den zugehörigen Windewerken gekuppelt sind, mit voller Last anlaufen und zum Wechsel der Bewegungsrichtung umgesteuert werden.

Die Arbeitsgeschwindigkeiten betragen:

Heben des grossen Hakens:

mit Maximallast	140 t . .	1,2 m pro Min.
„	100 „ . .	1,5 „ „ „
„	50 „ . .	2,0 „ „ „
leer		4,0 „ „ „

Heben des kleinen Hakens:

mit Maximallast	45 t . .	4 m pro Min.
„	30 „ . .	5 „ „ „
„	15 „ . .	6,5 „ „ „
leer		13 „ „ „

Fahren der grossen Katze:

mit einer Nutzlast von	150 t .	5 m pro Min.
„ „ „ „	100 „ .	6 „ „ „
„ „ „ „	50 „ .	7,5 „ „ „
leer		10 „ „ „

Fahren der kleinen Katze:

mit einer Nutzlast von	45 t .	15 m pro Min.
„ „ „ „	30 „ .	18 „ „ „
„ „ „ „	15 „ .	22 „ „ „
leer		30 „ „ „

Drehen des Kranes:

des vollbelasteten Kranes gemessen am Haken in seiner grössten Ausladung . . . . 30 m pro Min.

des leeren Kranes gemessen am Haken in seiner grössten Ausladung . . . . 35 „ „ „

Die in Aussicht genommenen Motore haben folgende Leistungen:

Hubmotor für grosse Katze	. . . . . .	50 HP.
„ „ kleine „	. . . . . .	50 „
Fahrmotor „ grosse „	. . . . . .	10—12 „
„ „ kleine „	. . . . . .	10—12 „
Motor „ Drehwerk des Auslegers	.	45—50 „

Bei dem von der Benrather Maschinenfabrik für den Bremer Vulkan erbauten Drehkran (Fig. 38) von 100 t Tragfähigkeit und 17 m Ausladung bezw. 45,5 t Tragfähigkeit bei 25,7 m Ausladung ist das Stützgerüst in Fortfall gekommen. Das Krangerüst besteht aus einem Thurm, welcher oben in die beiden Ausleger übergeht. Der Thurm ruht auf 12 Wagen mit je 4 Laufrollen. Vier dieser Wagen werden durch je einen 12pferdigen Motor angetrieben. Die Centrirung des Kranes geschieht durch einen kurzen Stahlkönig in der Mitte des Fundamentes. Die Katze ist wie bei den normalen Dreimotorenlaufkranen konstruirt, d. h. die Trommeln nehmen das gesammte Seil auf. Das Hauptwindewerk hat 2 Motoren von je 26 HP. Das Katzenfahren wird durch einen Motor von 12 HP bewirkt. Die Motoren sind von der Elektricitäts-Gesellschaft Union in Berlin geliefert.

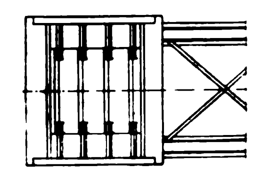
Die Geschwindigkeiten zum Heissen, Drehen und Katzenfahren sind folgende:

Heissen von 100 t	1,25 m pro Min.
„ „ 50 „	2,4 „ „ „
Drehen des Kranes um 360 Grad . . .	10 „
Geschwindigkeit der Katze	8 m pro „
Heissen mit der Hilfshebevorrichtung bei 7,5 t Tragkraft und einer Ausladung von 27,725 m mit einem 26 pferdigen Motor	6 m pro Min.

Im übrigen gleicht dieser Kran in Bezug auf das Arbeitsfeld den vorher beschriebenen Drehkranen.

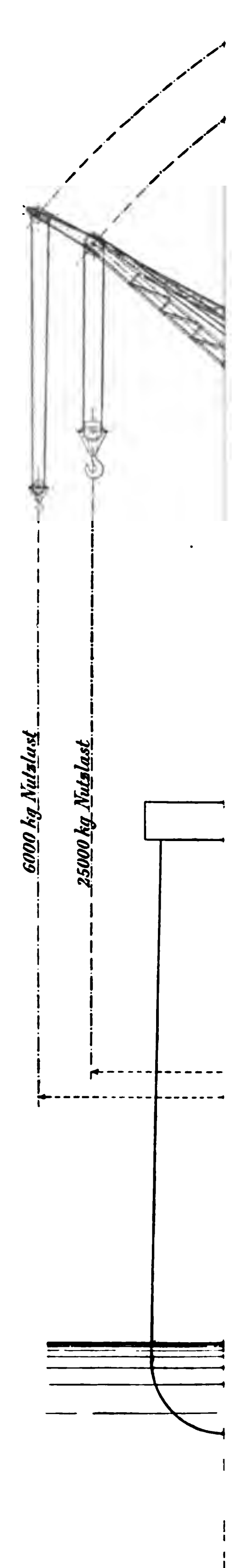
Neben diesen Uferkranen von bedeutender Tragfähigkeit ist für den Werftbetrieb ein besonderer Krantyp von einer Tragfähigkeit von 3—5 t in Aufnahme gekommen, welcher dazu dienen soll, die zahlreichen leichteren Gegenstände des Ausbaues und der Ausstattung schnell an Bord zu schaffen. Diese Krane können auch vortheilhaft für das Löschen der zu Wasser ankommenden Baumaterialien verwendet werden. Sie sind als fahrbare Drehkrane konstruirt mit grossen, meist veränderlichen Ausladungen und grossen Hubhöhen des Lasthakens. Zur Erzielung einer ausreichenden Stabilität

aschinenfabrik Akt.-Ges.

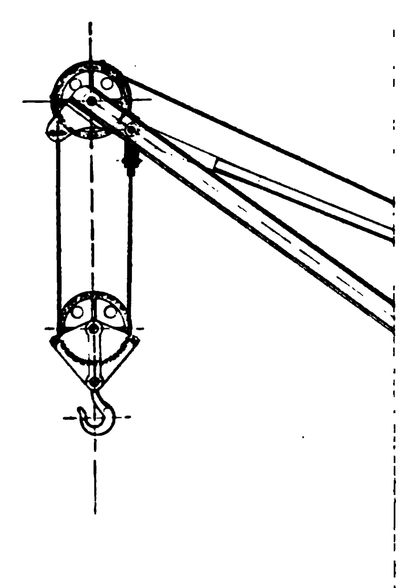


Schw. 104 a.

Portalkran für



ps.



Schw. 104c.

Fig. 42.

laufen die Krane meist auf Geleisen von mindestens 2 m Spurweite. Auch finden Krane für Schiffsmontage mit portalartigem Unterbau Verwendung und ist dann die Tragkraft in Folge der vergrösserten Spurweite bis auf 25 t erhöht. (Fig. 39 bis 42.) Bei einzelnen der Schiffsmontagekrane kann die Ausladung durch Spindeln verstellbar eingerichtet werden, und zeigt der Kran von

Schwimmender Scheerenkran von 100 t Tragfähigkeit. Für die Kaiserliche Werft Kiel ausgeführt von der Gutehoffnungshütte, Abtheilung Maschinenbau — Sterkrade.

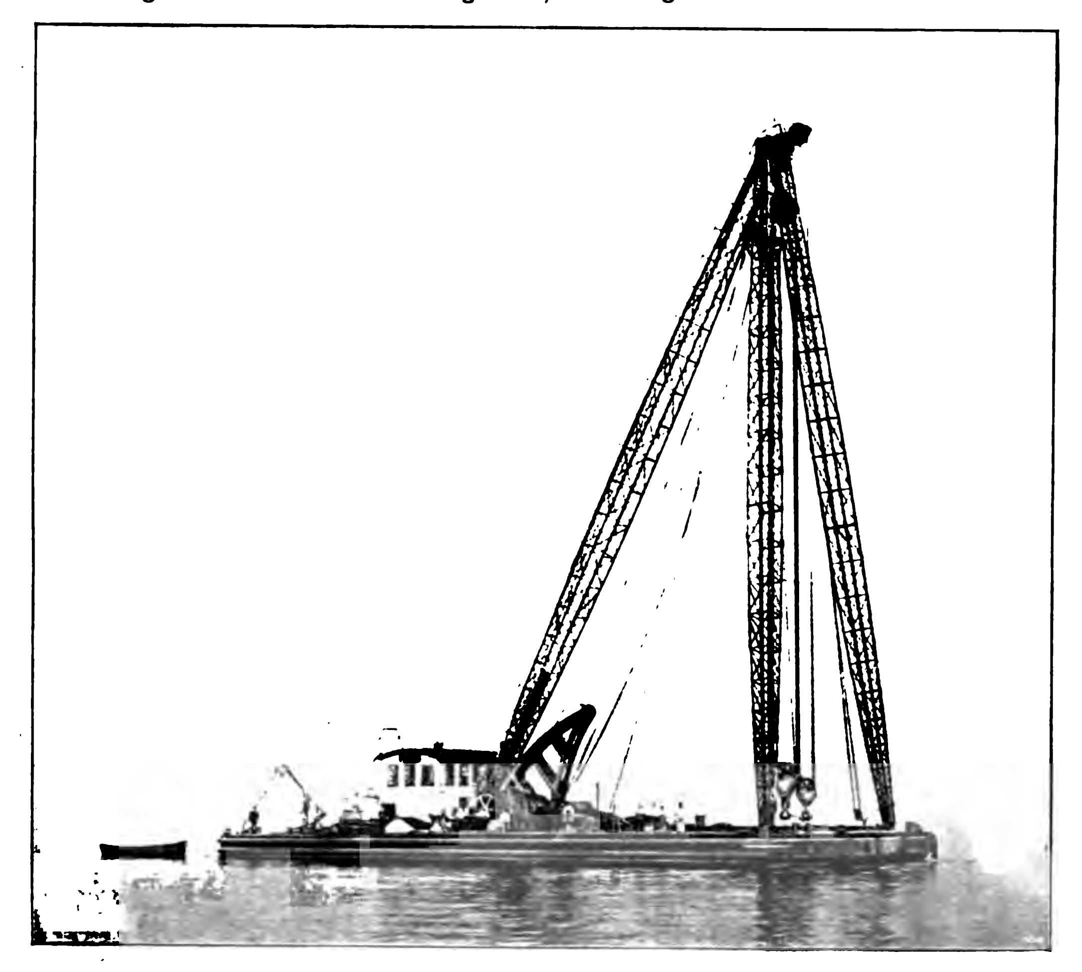


Fig. 43.

Blohm & Voss eine sehr weitgehende Aenderung der Ausladung. (Fig. 39.) Die Schiffsmontagekrane werden vorzugsweise mit Dampfbetrieb und eigenem Kessel versehen, da die Stromzuführung für den elektrischen Betrieb mit Schwierigkeiten verbunden ist.

Neben diesen Kranen spielen nun im besonderen für den Kriegsschiffbau Schwimmkrane eine wichtige Rolle, sie eignen sich besonders zum

Anbringen von Panzerplatten, zum Anbordgeben von schweren Geschützen, Inventarienstücken, wie Anker, Boote etc. Sie werden durchweg nach dem

Dampfkran für Schiffsmontage. Für F. Schichau, Danzig, ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-Akt.-Ges.

3 t Tragfähigkeit bei 11,5 m Ausladung.



Fig. 44.

System der Scheerenkrane gebaut (Fig. 43) und besitzen Dampfantrieb. Die zum Betriebe der Lastwinden erforderlichen Maschinen werden zugleich zur Fortbewegung des Pontons mittelst zweier Schrauben ausgenützt. Ausserdem ist eine grosse Zahl von Gangspillen, die von der Maschinenwelle aus be-

trieben werden, vorgesehen, um den Ponton in engen Grenzen genau verholen zu können.

Die weiteren Transporteinrichtungen der Werften, wie fahrbare Lokomotivkrane (Fig. 44 und 45), sowie Laufkrane über den Material-Lagerplätzen mögen an dieser Stelle nur gestreift werden.

Dampfkran für Schiffsmontage. Verstellbare Ausladung, fahrbar durch Kurven von 14 m Radius.
Für Blohm & Voss, Hamburg ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-Akt.-Ges.
3 t Tragfähigkeit.

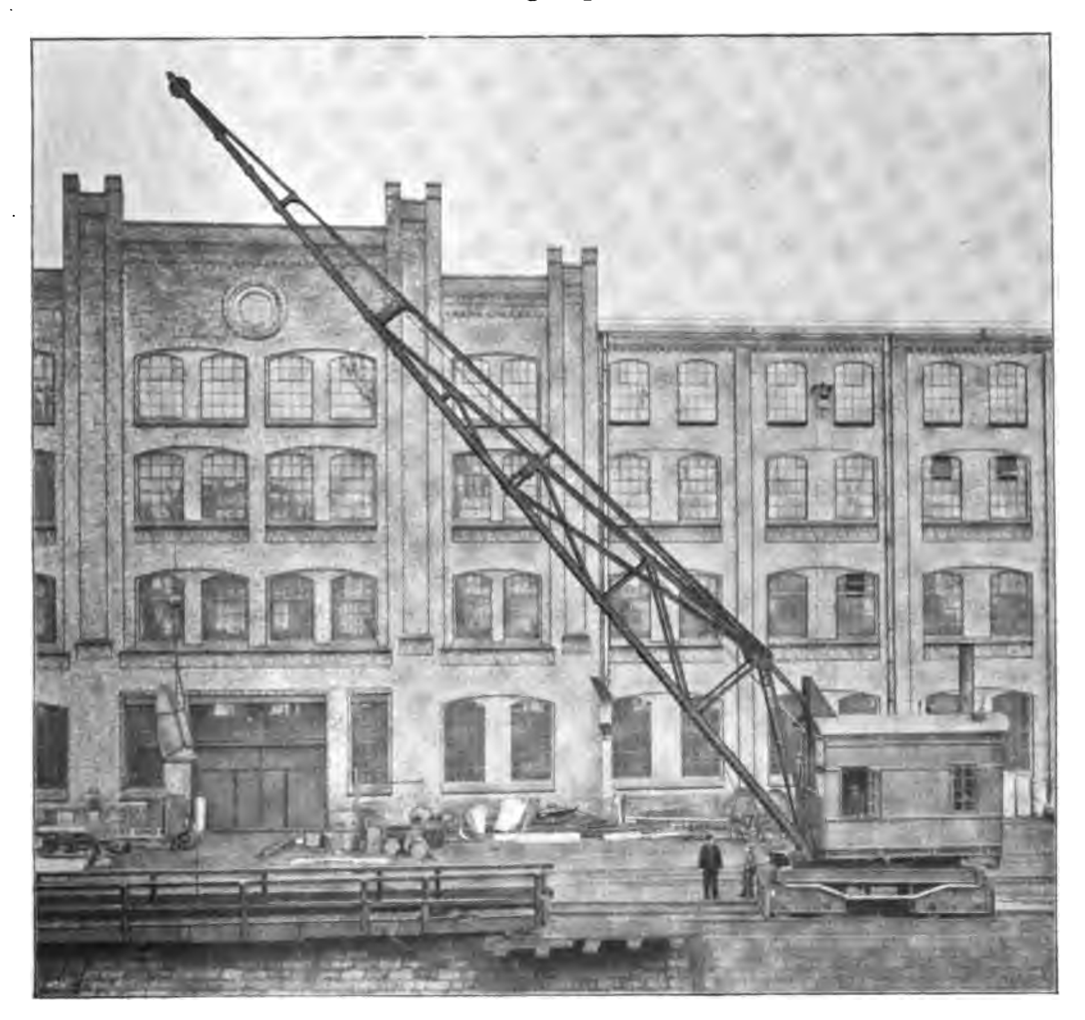


Fig. 45.

Der von der Benrather Maschinenfabrik erbaute und elektrisch betriebene fahrbare Drehkran (Fig. 46) ist als Lokomotivkran ausgebildet und kann zugleich zum Rangiren von Eisenbahnwagen verwendet werden. Jede der Bewegungen wird durch einen besonderen Motor bewirkt, und er-

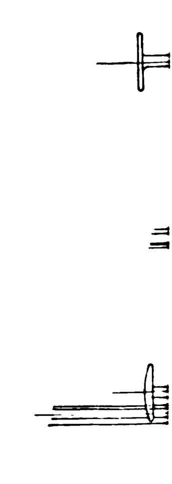
geben sich folgende Geschwindigkeiten bei nachstehenden Leistungen der Motoren:

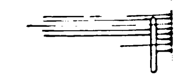
Heben 15 m pro Minute, Leistung des Motors 26 HP.
Drehen 4 Umdrehungen pro Minute, Leistung des Motors 7 HP.
Fahren 65 m pro Minute, „ „ „ 7 HP.

Ein Vortheil des Kranes besteht darin, dass nur die Kransäule mit Ausleger sich dreht, während das ganze Untergestell fest bleibt.

Die neueren Fortschritte in den Werkstatt-Betriebseinrichtungen müssen der Kürze der Zeit wegen unberücksichtigt bleiben, und möchte ich mir vorbehalten, hierüber in einem besonderen Vortrage eingehender zu berichten.

Und so komme ich zum Schlusse meiner Betrachtungen, zu der Erläuterung eines Projektes für eine Werftanlage, in welcher alle von mir besprochenen Betriebs- und Transporteinrichtungen nach Möglichkeit berücksichtigt sind (Fig. 47 und 48). Den Mittelpunkt dieser Anlage bilden die beiden Baudocks mit zwei benachbarten Hellingen. Erstere mit je einer Bedachung, letztere mit je zwei Auslegerkranen überspannt. Als neu und eigenartig ist die Anordnung der Kalteisenbearbeitungswerkstatt zwischen den beiden Baudocks anzusehen, deren Bedachung mit den beiden Hellingdächern zu einem Ganzen vereinigt ist. Im Erdgeschosse dieser Werkstatt sind an den Enden die Werkzeugmaschinen — Lochstanzen und Scheeren, Kantenhobelmaschinen, Bohrmaschinen — aufgestellt, in der Mitte ist genügend Raum zum Zusammenlegen des Panzerdecks bezw. zum Bau der Masten, Kommandobrücken etc. Im ersten Stockwerke werden die Decks und Schotten zusammengelegt. Die zur Bearbeitung der Platten erforderlichen leichten Lochmaschinen sowie Kantenhobelmaschinen stehen zur Seite an den Ständern der Hellingwerkstatt. Im zweiten Stockwerke befindet sich der Schnürboden, welcher mit Oberlicht versehen ist. Die unteren Stockwerke werden durch besondere Lichtschachte erhellt. Das Baumaterial, welches in den beiden unteren Stockwerken an Laufkatzen hängend transportirt wird, kann von den einzelnen Etagen seitlich direkt nach den Baudocks mit Hilfe der Hellingkrane befördert werden oder mit Hilfe der Schienengeleise am Kopfe der Helling sowie unter Verwendung des Schiffsmontagekranes, welcher auf dem dem Ufer zunächst gelegenen Geleise fährt, von der Wasserseite aus zu den Auslegerkranen der Hellinge gebracht werden.





Schw. 108a.

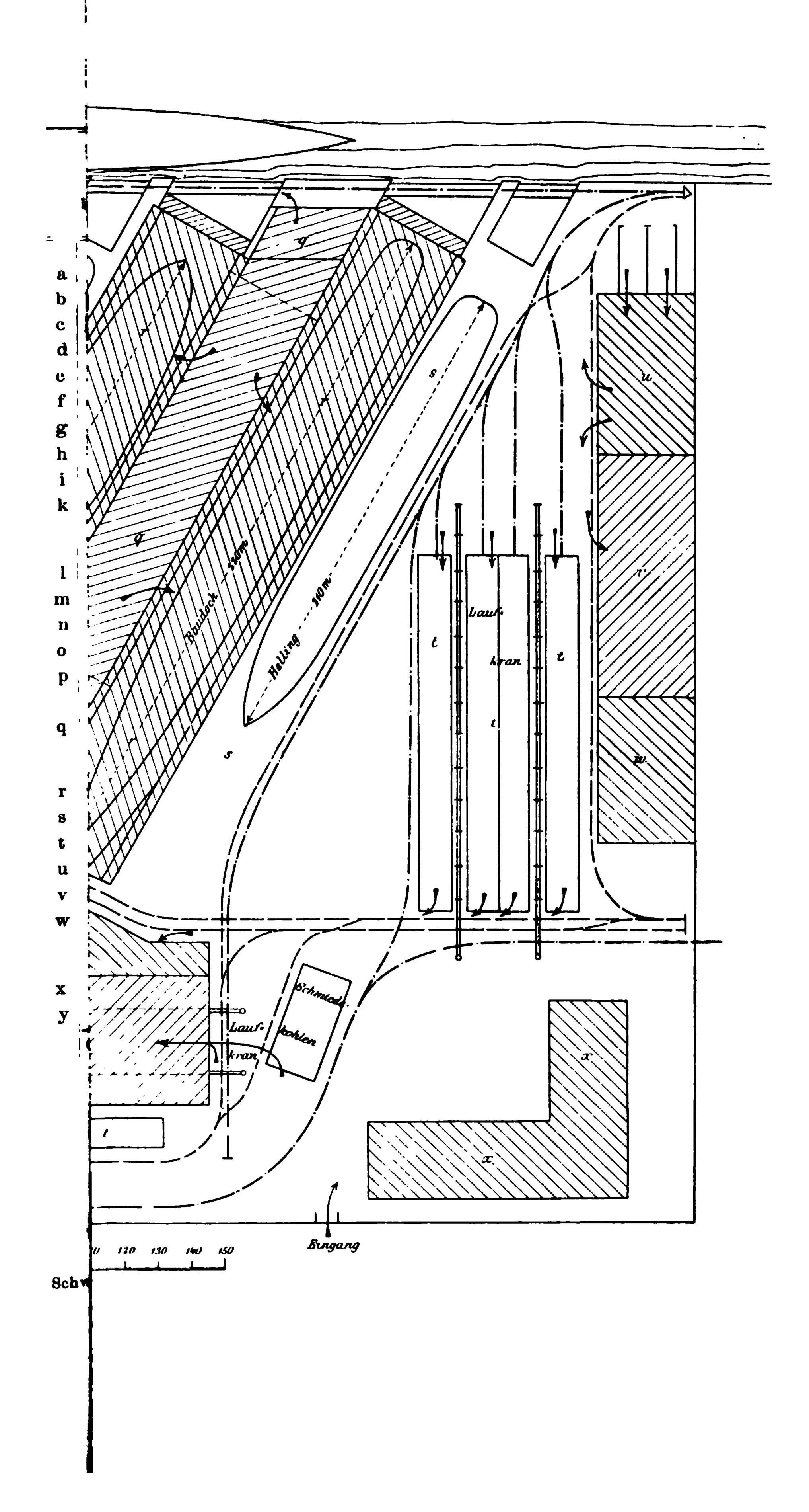
Projekt für eine Werftanlage.

Schnitt durch die Baudocks und Hellinge.

Schnürboden
Zulage für Decks, Schotte etc.
Kalteisen-bearbeitungs-Werkstatt
Helling
Baudock
Baudock
Helling
1 10 20 30 40 m

Fig. 47.

Am Kopfe der Hellinge und der Baudocks ist die Warmeisenbearbeitungswerkstatt mit den Richtplatten und Glühöfen, den Schmiedefeuern etc. angeordnet, und schliesst sich hieran einerseits die Hammerschmiede nebst Kesselhaus und Kraftcentrale, anderseits die Kesselschmiede. Der Arbeitsgang ist für die einzelnen Werkstätten durch Pfeilstriche in Fig. 48 angedeutet. Auf der linken Seite des Werftplanes in der Achse des grossen Uferkranes normal zum Flusslaufe sind von der Landseite aus beginnend, die Eisengiesserei und Metallgiesserei angeordnet. Erstere steht mit der Dreherei und Montage durch eine Laufbahn in Verbindung, so dass der Giessereikran direkt in die Dreherei hineinlaufen und die Gussstücke ohne Verzug zu der entsprechenden Arbeitsmaschine befördern kann. Anderseits ist diese Laufbahn nach der Wasserseite zu bis zum Drehkran verlängert, so dass die Maschinentheile nach der Montage direkt unter den Kran gefahren werden können. Die Metallgiesserei hat in ähnlicher Weise durch einen kleineren Laufkran eine direkte Verbindung mit der Schlosserei, an welche sich nach der Wasserfront zu die Kupferschmiede anschliesst. Dicht am Uferkai ist die Tischlerwerkstatt vorgesehen, in deren Erdgeschosse die mechanische Werkstatt untergebracht ist und von deren zweitem Stockwerke aus zwei feste Laufbrücken bis zur Uferkante reichen; dieselben sind an den Enden mit Zugklappen versehen, welche auf die in der Ausrüstung befindlichen Schiffe herabgelassen werden können. Die Möbel können so direkt auf's Schiff gebracht werden, und dienen diese Brücken zugleich als Zugang zum Schiff, indem an den Enden der Tischlerwerkstatt feste Treppen zu diesen Laufbrücken führen. Ein Schiffsmontagekran von 3—5 t Tragfähigkeit nach dem Modell von Blohm & Voss fährt auf dem Ufergeleise. Zum Durchfahren durch das Gerüst des Drehkranes, sowie durch die Laufbrücken der Tischlerwerkstatt kann der Ausleger gesenkt werden. Ueber die Baudocks und Hellinge fährt der Kran auf Brücken, welche beim Ablauf oder Aufschwimmen der Schiffe mittelst eines Schwimmkranes geliftet und entfernt werden können. Der Schiffsmontagekran kann ferner zum Löschen der mit Schiff eintreffenden Ladungen, sowie zum Uebernehmen von Hölzern für das Holzlager verwendet werden. Das Hauptmaterialienlager ist mit einem Laufkran überbrückt, für die übrigen Lagerplätze werden fahrbare elektrische Lokomotivkrane genügen. Die Schienenanlage besteht aus normalspurigem Geleise, in der Zeichnung —·— angedeutet, und schmalspurigem Geleise – — — —. Ersteres weist infolge der aus den Werkstätten herausfahrbaren Laufkrane keine Drehscheiben auf. Der freie Platz des Lageplanes zur Linken ist für


a
b
c
d
e
f
g
h
i
k
l
m
n
o
p
q
r
s
t
u
v
w
x
y
Helling
240 m
Lauf-
kran
Schmiede-
kohlen
Eingang
120
130
140
150

ein Trockendeck reservirt. Sollte der Bau eines Schwimmdocks vortheilhafter sein, so wird als Lageplatz für dasselbe ein Kanal etwa 45 Grad zur Uferkante anzuordnen sein, derart, dass der Zugang zum Dock von der Strasse zwischen Giesserei und Dreherei erfolgen kann. Für diesen Fall wäre zwischen Hammerschmiede und Kesselhaus eine Durchfahrt zur Schiffbauwerkstatt erwünscht. Das Bureaugebäude umfasst alle kaufmännischen und technischen Bureaux, Zeichensäle, Lichtpausanstalt u. s. w. Von dem linken Flügel desselben kann man bequem die Material-Lagerplätze und ihre Verbindungsadern mit den Werkstätten übersehen, so dass der Kaufmann es jederzeit vor Augen hat, welche Mengen von Materialien auf Lager sind. Der Werftplan ist daher nicht allein mit Rücksicht auf die Einschränkung des Materialientransportes auf das Mindestmaass zusammengedrängt, er bietet auch den Vorzug guter Uebersichtlichkeit und klarer Gliederung.

Und so möchte ich meine Ausführungen mit dem Wunsche schliessen, dass dieselben manche Anregung für die Zukunft bieten mögen. Ist doch die deutsche Schiffbau-Industrie, angespornt durch die glänzenden Erfolge ihrer jüngsten Leistungen, dazu übergegangen, ihre Betriebe wesentlich zu erweitern, bezw. neue Werften zu gründen, um ihren Einfluss auf dem Weltmarkt zu stärken und mit den Werften des Auslandes in einen lebhaften Wettbewerb treten zu können.

Diskussion.

Herr Geheimer Marinebaurath Jäger:

Ich möchte mir die Bemerkung erlauben, dass ich mit dem Herrn Vortragenden über die Vortheile, welche die Bedachung der Hellinge bietet, nicht ganz übereinstimme. Die Bedachung ist erstens mit sehr grossen Kosten verbunden, und ausserdem ist die ganze Einrichtung der Bedachung eine sehr schwerfällige. Man benöthigt sehr grosser fahrbarer Krane, welche in Bezug auf ihren Umfang in keinem richtigen Verhältnisse zu den einzubringenden Bautheilen von geringem Gewichte stehen. Ich würde einen anderen Vorschlag machen, um dieselben Vortheile annähernd zu erreichen, welche die Bedachung bietet. Wenn man sich daran gewöhnt hat, die einzelnen Bautheile des Schiffes streng nach dem Schnürbodenriss auszuarbeiten und zurechtzulegen, und wenn die Werft einen genügenden Platz bietet, so würde ich vorziehen, die einzelnen Bautheile als Decks, Schotten, Spanten u. s. w. an einzelnen bedeckten Arbeitsplätzen fertig zu bearbeiten, genau nach dem Schnürbodenriss und die so fertiggestellten einzelnen Theile auf der Helling einzubauen. Es ist damit gleichzeitig

der Vortheil verbunden, dass man die Zeit des Baues auf der Helling bedeutend abkürzen kann, indem man die Helling lediglich als Montageplatz benutzt. Man würde auf diese Weise die Arbeiten auf der Helling ganz erheblich vermindern, und die Ungunst der Witterung, welche gegen eine freie und unüberdachte Helling spricht, würde weniger in Frage kommen. Man wäre in der Lage, die Montage-Arbeiten auf der Helling in die günstige Jahreszeit zu verlegen, und könnte in wenigen Monaten das Schiff bis zum Stapellaufe fertig bringen. Ich würde dies als ein einfacheres Mittel empfehlen, womit man erhebliche Kosten sparen kann, aber es gehört dazu ein grosser Platz. Dementsprechend würde ich auch die Werftanlage modificiren, sodass genügender Platz geschaffen wird für bedeckte Arbeitsplätze, wo die einzelnen Bautheile zugelegt werden.

Herr Geheimer Marinebaurath Brinkmann:

Ich kann mich im allgemeinen nur dem anschliessen, was Herr Geheimrath Jäger über die Hellings-Bedachungen ausgesprochen hat, möchte jedoch eine Schattenseite nicht unerwähnt lassen. Der Mangel an Licht, den eine derartige Helling, die mit einer Bahnhofshalle verglichen werden kann, mit sich bringt, ist nicht so unbedeutend, wie von Herrn Schwarz hingestellt wurde. Ein Beispiel wird dies am besten erläutern! Wenn man in einem Eisenbahnwagen sitzt, so wird man in dem Augenblicke, wo der Zug die Halle verlässt, plötzlich den Eindruck einer grossen Lichtfülle erhalten, ein Beweis, wie dunkel es in derselben war. Dieser Lichtmangel wird sich bei der Hellingbedachung sehr geltend machen. Da die Luft an solchen Arbeitsplätzen ausserordentlich mit Russ und Kohlenstaub geschwängert ist, wird sich, wenn die Helling vollständig mit Glas eingedeckt ist, auf demselben viel Schmutz ablagern und das von oben einfallende Licht also auch hier ausserordentlich eingeschränkt werden. Dieser Mangel an Licht giebt den Leuten Gelegenheit, sich von der Arbeit zu drücken, was viel Geld kostet. Um den Unannehmlichkeiten der schlechten Beleuchtung zu entgehen, giebt es nun ja ein gutes Mittel, die Einführung des elektrischen Lichtes, aber dies kostet ebenfalls viel Geld, wenn es dauernd, Stunde für Stunde brennt. Ich möchte noch einen anderen Uebelstand hervorheben: Eine derartige Halle ist ausserordentlich zugig und wird bei uns an der Nord- und Ostseeküste, wo scharfe westliche Winde vorherrschen, eine starke Quelle von Erkältungen für die Arbeiter sein. Es ist einfach unmöglich, diese Halle an den Enden ganz abzusperren, und ich bedaure diejenigen welche darin zu arbeiten haben. Wenn ich daran erinnere, dass unsere grossen Hellinge in Wilhelmshaven genau von Ost nach West und in Kiel von Nordwest nach Südost liegen, also ziemlich genau in der Richtung der vorherrschenden Winde, so ist damit bewiesen, dass dieser Uebelstand nicht ausser Acht gelassen werden darf. Die Gesundheit des Arbeiters muss bei solchen Anlagen beachtet werden, da seine Lust zum Arbeiten natürlich von seinem Wohlbefinden abhängt. Diese beiden Punkte habe ich besonders darlegen wollen. Es haben daher auch nur wenig grössere Werften sich zu dieser Neuerung bekehrt.

Ich komme nun zu einem anderen Punkte, nämlich zu dem Baudock. Auf den ersten Blick erscheint die Frage, ob das Schiff auf der Helling oder in einem dafür hergerichteten Dock gebaut werden soll, nebensächlich. Eine derartige Dockanlage kostet jedoch viel Geld, und da man ein solches Bauwerk nicht beliebig vergrössern kann, so muss es von vornherein für das grösste Schiff, welches die Werft jemals zu bauen gedenkt, bemessen werden. Wenn nun kleinere Schiffe gebaut werden sollen, so kann der Bau derselben natürlich auch nur in den grösseren Baudocks vorgenommen werden; aber die grosse Anlage wird dann schlecht ausgenützt. Die Anlage von Baudocks ist im allgemeinen eine Frage der genauesten Kostenrechnung, die jeder anstellen wird, der sich an eine solche Aufgabe heranwagt, und auf die ich nicht genauer eingehen will. Für mich kommt ein anderer, ein sanitärer Gesichtspunkt dabei in Betracht: Wer jemals in einem Trockendock gewesen ist, weiss, dass dort immer eine feuchte, kellerartige Luft herrscht, welche leicht Anlass zu Krankheiten bildet.

In dieser Luft sollen nun Arbeiter Jahr aus Jahr ein schaffen; dies sind schwere Bedenken, welche bei einer derartigen Anlage wohl erwogen werden müssen.

Schliesslich komme ich am Ende meiner Ausführungen zu der Idealwerft des Herrn Schwarz, die durchaus nicht mein Ideal ist. Er hat vor allen Dingen als neuestes Moment eine Zusammenziehung der Werkstätten nach Handwerken hineingebracht. Wenn wir uns nicht zu dem Systeme der Franzosen bekehren wollen, dass die Schiffbauer zugleich Maschinenbauer und umgekehrt sein müssen, sodass die Leitung dieser kombinirten Werkstätten in eine Hand gelegt werden kann, sehe ich nicht ein, wie eine derartige Vereinigung durchgeführt werden soll. Ein Nachtheil ist es sicher, wenn verschieden gelohnte Arbeiterkategorien, z. B. die höher gelohnten Kesselschmiede mit niedriger bezahlten Schiffsschmieden in einer Werkstatt zusammen arbeiten. Der Schiffsschmied wird sagen, meine Arbeit ist genau so gut wie die des Kesselschmiedes, und trotzdem bekommt jener eine Mark mehr pro Stunde. Lohnstreitigkeiten würden die unausbleibliche Folge sein, bis Lohngleichheit unter den verschiedenen Handwerkern herbeigeführt wäre, sehr zum Nachtheil der Besitzer, da natürlich die hohen Löhne angenommen werden müssten. Auch die Qualität der Arbeit würde ungünstig beeinflusst werden. Wenn z. B. in einer Werkstatt wie vorgesehen, Maschinenbauer und Schiffsschlosser miteinander arbeiten würden, so wäre mit Sicherheit anzunehmen, dass sie sich gegenseitig beeinflussen würden. Die Maschinenbauer würden nicht mehr genügend sauber und die Schlosser zu sauber arbeiten, was in beiden Fällen ein Nachtheil sein würde. Es ergiebt sich aus der ganzen Theilung in Schiffbau und Maschinenbau, dass sie keine zufällige, sondern durch die Bauabschnitte begründete ist. Auf der Helling hat eigentlich nur der Schiffbauer zu thun, sie ist sein eigenstes Reich, und deshalb sollten die sämmtlichen Plätze rundherum nur dem Schiffbau gehören. Es muss daher als ein Fehler bezeichnet werden, dass der Platz vor den Docks und Hellingen, wie hier, durch eine gewaltige Kesselschmiede in einer ganz unzulässigen Weise beengt wird. Die Kesselschmiede könnte in einer beliebigen abgelegenen Ecke der Werft liegen, wenn sie nur eine gute Geleiseverbindung mit dem Montagekran erhielte.

Nach dem Stapellaufe beginnt der zweite Bauabschnitt des Schiffes, der Einbau der Maschinenanlage und der Ausbau. Das Schiff liegt auf dem Strome in der Nähe eines grossen Kranes, und hier müssten vor allen Dingen die Maschinenbau-Werkstätten liegen. Diese beiden Bauabschnitte bringen also ganz von selbst eine Theilung des Werftgebietes für den Schiffbau und Maschinenbau hervor, welche man nicht willkürlich verhindern sollte. Der Hauptgrund, der für eine derartige Zusammenlegung der Werkstätten angeführt werden könnte — ein gemeinsamer Antrieb der Maschinen — ist hinfällig geworden, da jede Werkstatt von einer elektrischen Centrale aus ihre erforderliche Kraft leicht erhalten kann.

Ich kann also keine Gründe für die Zusammenlegung der Werkstätten finden, sondern sehe in derselben nur Nachtheile und bin daher nach wie vor für eine reinliche Scheidung der Arbeit in Schiffbau und Maschinenbau, soweit diese die gemeinsame Förderung des Baues nur irgend zulässt.

Herr Direktor Zimmermann:

Die beiden Herren Vorredner haben einen grossen Theil von dem, was ich sagen wollte, vorweg genommen; ich habe jedoch einige Ergänzungen zu machen und werde vielleicht theilweise einiges wiederholen. Der Vortrag des Herrn Schwarz ist sehr dankenswerth und gerade der erste Theil ist jetzt, wo sich viele Werften mit Umbauten und Vergrösserungen beschäftigen, sehr zeitgemäss. Er giebt eine Zusammenstellung von allen modernen Hilfsmitteln, die in Amerika, England und auch bei uns in Anwendung gekommen sind. Nach allen diesen Beschreibungen und Vergleichen der verschiedenen Hebemittel hatte ich aber doch einen anderen Idealwerftplan als den von Herrn Oberbaurath Schwarz ent-

worfenen erwartet. Der Herr Vortragende ist viel zu bescheiden gewesen und hat sich mit einem zu kleinen Areal begnügt. Wenn man Schiffe von 220 m Länge und grosse Panzerschiffe baut, so kommt man mit $13^1/_2$ ha nicht aus, sondern braucht wenigstens 25—30 ha. In dieser Bescheidenheit liegt auch der Grund, dass auf dieser Idealwerft sehr wenig Platz ist. Verschwenderisch ist Herr Oberbaurath Schwarz darin, dass er drei Eisenbahn-Eingänge angenommen hat, eine Werft ist glücklich, wenn sie einen Eisenbahnanschluss, nicht allzu weit von der Eisenbahnstation entfernt, besitzt. Drei verschiedene Eisenbahn-Eingänge kann ich mir garnicht denken, dazu gehören drei verschiedene Eisenbahn-Stationen. Wenn ich das Material von drei verschiedenen Eisenbahn-Stationen erhalte und drei Eingänge habe, so wird alles viel zu komplicirt und kostspielig. Ich muss drei Thorwächter, drei Wiegeschalen, drei Kontrolleure haben. Ein Eingangsthor mit diesen Einrichtungen genügt aber vollständig. Wenn man sich nicht hierauf beschränken kann, so wird der Transport sehr umständlich und theuer.

Herr Oberbaurath Schwarz sagte im Anfange, und ich schliesse mich ihm vollständig an, dass bei einer neuen Werft die besten Hilfsmittel, Maschinen u. s. w. nöthig sind, ferner geübte Leute und endlich die möglichst kürzesten Transportwege. Er hat gesagt: „Es ist daher für die Leistungsfähigkeit einer Werft von grossem Werthe, dass die einzelnen Werkstätten in Bezug auf die Lage des Materialienplatzes zum Bauplatz auf der Helling einerseits, sowie zu dem am Kai liegenden Schiffe andererseits derartig gruppirt sind, dass unnöthige Massenbewegungen der Baumaterialien und fertigen Schiffstheile vermieden werden“. Der Materialtransport muss auf der Werft so gehen, wie in einer Schweineschlächterei in Chicago, wo das lebendige Schwein auf der einen Seite hineingeht und auf der anderen Seite nach 5 Minuten die fertigen Würste und geräucherten Schinken herauskommen. (Heiterkeit.) Vor 30 Jahren schon und länger war diese Art der Anlage der Stolz der Engländer, z. B. auf der Werft von Palmer, die ich seiner Zeit Herrn Oberbaurath Schwarz zu zeigen die Ehre hatte. Da rühmte man sich, dass an einem Ende das Eisenerz und die Kohle hineinkomme, und dass am anderen Ende die fertigen Schiffe hinausfahren. Genau so war es in der Wirklichkeit. Am oberen Ende begann die Fabrikation, da waren die Hochöfen, wo das Erz eingebracht wurde und die Kohle direkt von der Zeche auf eigenem Schienengeleise herankam. An die Hochöfen schlossen sich als weitere Glieder der Kette die Puddelwerke und Puddelöfen, die Walzwerke, Maschinenwerkstätten und schliesslich die Schiffbauwerft an.

Bei der Neuanlage einer Werft soll man erstens nicht mit dem Raum zu bescheiden sein und zweitens alles so einrichten, dass das Material möglichst nur einen Weg geht. Das ist bei dieser Werft aber nicht der Fall. Ausserdem würde ich niemals unnöthigerweise die Hellinge schräg legen. Das nimmt Platz weg und bringt schiefe Winkel. Bei der geringen Breite dieser Werft war Herr Oberbaurath Schwarz eben gezwungen, die Hellinge schräg zu legen.

Was die Baudocks anbelangt, so scheint Herr Oberbaurath Schwarz nach dem Rühmenswerthen, das er darüber gesagt hat, doch nicht so ganz festes Vertrauen darin zu haben; denn sonst wären vier Docks angelegt worden und nicht zwei Hellinge und zwei Baudocks. Wenn man den Querschnitt des Planes besieht, so dürfte anzunehmen sein, dass die horizontale Linie die Höhe der Geleise an dem Kopfe der Hellinge bedeutet; denn die Werkstätten für Kalteisenbearbeitung werden zu ebener Erde und nicht im Keller liegen. Wenn das der Fall ist, so sind die Baudocks hier ungefähr 7 m zu flach. Bei Schiffen von 220 m Länge muss man 5—6 m Fall von der oberen horizontalen bis zur Wasser-Linie rechnen, und dann würden die Bausohlen dieser Docks genau auf die Wasserlinie hinkommen, die sich so ergiebt. Ein Panzerkreuzer mit 10 000 t Deplacement hat aber hinten ca. 5,6 m Tiefgang, ebenso auch ein Schiff, wie die „Deutschland“ und grössere Kriegsschiffe von 12 000 t Deplacement und

mehr werden mit einem Baudock von 7 m Tiefe unter dem Wasserspiegel daher kaum ausreichen.

Diese Werft ist auch absolut nicht auf Vergrösserung berechnet, es ist alles zusammengedrängt und der Raum zwischen den Gebäuden ausserordentlich klein. Neben der Schlosserei und Giesserei ist ein freier Platz, welcher aber für Zwecke der Werft nicht zu gebrauchen ist. Es fehlt ausserdem auf der Werft Platz zum Bauen von Masten, ich kann wenigstens nicht sehen, wo man sie hier bauen könnte.

Am Kopfe der Hellinge ist ein zu kleiner Spantenplan gezeichnet. Bei einem grossen Schnelldampfer braucht man den Spantenplan 5—6 Monate und bei einem grossen Panzerschiffe auch, die Anlage müsste mindestens doppelt so gross sein. Das ist alles dadurch gekommen, dass Herr Oberbaurath Schwarz eine zu kleine Fläche für seine Werft vorgesehen hat. Ich bin erst durch den Vortrag auf den Unterschied zwischen Kleinbahnen und normalspurigen Eisenbahnen aufmerksam gemacht worden, und die hier vorgesehenen kleinen Kurven sind demnach für Schmalspurgeleise bestimmt. Der preussische Eisenbahnminister erlaubt die Anlage von Fabrikeisenbahnen nur mit Kurven von wenigstens 75 m Radius, während hier für die normalspurigen Bahnen Kurven von nur 50—54 m Radius vorgesehen sind. Es müssten also die Gebäude von einander gerückt werden, um solche Kurven anzulegen und so zu gestatten, mit den Eisenbahnwagen in die Werft hineinzukommen.

Der hauptsächliche Grundsatz, die Transportkosten so viel wie möglich zu verringern, ist sehr wenig berücksichtigt. Wenn man irgend einen Eisenbahn-Eingang nimmt, z. B. den von der linken Seite, so muss man, um zum Lagerplatz des Materials zu kommen, durch die ganze Länge der Werft hindurchfahren bis zum Wasser, dann wieder herauf zum Eisenlager, bis die Laufkrane die Platten fassen können. Zur Bearbeitung müssen die Platten wieder in ähnlicher umständlicher Weise zurückgebracht werden, das sind alles zeitraubende und theuere Transporte.

Für eine gute Bewirthschaftung der Werft müssen die Hellinge quer zum Wasser liegen, davor ein grosser Schuppen mit Arbeitsmaschinen und dann der Lagerplatz, so dass das Material nur einen einzigen Weg von der Strasse durch Lagerplatz und Werkstätten in das Schiff zu machen hat. Wenn man anfängt ein Schiff zu bauen, fährt man von vornherein die Spanten nach dem Spantenplan. Hier ist aber kein Platz für das Lagern der Spanten, und es muss jeder sofort nach der Bearbeitung nach dem Schiff herunter, was aber in der Praxis unausführbar ist. Ebenso ist es mit den Platten, die am Glühofen gebogen werden müssen, hier sammelt man erst mehrere an und bearbeitet eine grössere Anzahl nach einander, ehe man sie weiter befördert.

Ich schliesse mich den Anschauungen des Herrn Geheimrath Brinkmann durchaus an. Das Zusammenbringen der Werkstätten für Maschinen- und Schiffbauer ist ganz unzulässig, nicht nur, weil die verschiedenen Arbeiterkategorien in demselben Raume schlecht zusammen arbeiten, es müssten auch verschiedene Meister dort gleichzeitig beaufsichtigen. In demselben Raume mit denselben Maschinen zusammenzuarbeiten, würde zu Konflikten führen, und schliesslich wäre es ganz unmöglich, die Kosten getrennt zu halten. Es ist eine grosse Hauptsache, dass man die Kostenverrechnungen über die einzelnen Zweige getrennt von einander aufstellt; die Kosten der einzelnen Arbeiten getrennt zu halten, ist aber unmöglich, wenn die Arbeiten in gemeinschaftlichen Werkstätten durcheinander ausgeführt werden. Ebenso sind die Raumverhältnisse bei dem Holzlager und der Sägerei unzulänglich; denn es ist absolut kein Platz vorhanden, wo man das Holz im Freien hinlegen kann. Vor der Sägerei sind Schienengeleise und Weichen, man müsste dort aber einen Holzhafen haben und auch wiederum einen Platz, wo gesägtes Holz lagern kann, ehe man es in die Schuppen bringt. Für Schiffe von 220 m Länge gebraucht man ganz enorme Quantitäten Deckplanken und Zimmerholz, welches sich hier garnicht unterbringen lässt. Auch die Lage der Tischlerei

gefällt mir nicht, sie müsste in der Nähe des Holzlagers sein. Alles Holz muss hier um die ganze Werft herumgebracht werden, um zur Tischlerei zu kommen, und der schmale Streifen zwischen Spantenplan und Hellingen ist nur 10 m breit. Der Verkehr in diesem Engpass, der hier entsteht, wird schlimmer als in der Friedrichstrasse zwischen Behren- und Mittelstrasse. Ferner erhöht sich durch die Lage der Tischlerei die Feuersgefahr, indem Holz auf beiden Seiten der in der Mitte liegenden Hellinge liegt.

Zuletzt muss ich mich gegen die Anordnung der Werkstätten zwischen den Hellingen wenden. Der Transport des Materials hinein und hinaus wird umständlich und sehr dunkel sein. Aehnliche Anlagen sind bereits ausgeführt, aber so bald als möglich von der betreffenden Werft wieder aufgegeben worden und meines Wissens nie wieder irgendwo zur Anwendung gekommen. Was die Bedachung der Hellinge anbelangt, so bin ich ganz der Ansicht der beiden Herren Vorredner. Sie ist nur schädlich, erzeugt einen enormen Zug und wo sie einmal bestanden hat, ist sie wieder weggenommen worden, sowohl beim Vulcan als auch auf Werften in England. Unter diesem Glasdach wird die Hitze im Sommer ganz unerträglich sein.

Ich will Ihre Zeit nicht länger in Anspruch nehmen und muss zum Schluss aussprechen, dass die Schiffbautechnische Gesellschaft dem Herrn Oberbaurath Schwarz für die übersichtliche und sehr praktische Zusammenstellung der Maschinen und modernen Hilfsmittel für Schiffswerften sehr dankbar sein muss.

Herr Geheimer Marinebaurath Hossfeld:

Ich kann mich den Herren Vorrednern nur anschliessen. Es ist von Herrn Direktor Zimmermann ziemlich eingehend alles gegen die vorgeschlagene Werftanlage vorgebracht worden. Aus meiner Praxis möchte ich aber noch ein prägnantes Beispiel erwähnen, welches gegen überdachte Hellinge spricht. Es ist nämlich Thatsache, dass derjenige Arbeiter, welcher im Freien arbeitet, der gesündeste ist; dies ist der Schiffszimmermann, während Schlosser und Maschinenbauer, welche in der Werkstatt arbeiten, blass aussehen und häufig leidend sind. Es würde eine Einkapselung sein, wenn die Leute in der überdachten Helling und den dazwischen liegenden Werkstätten so zusammen arbeiten, wie es Herr Oberbaurath Schwarz vorgeschlagen hat. Wenn ich diese Werftanlage ausführen müsste, so würde ich mir zuerst von den Werkstätten kleine Papiermodelle machen und alles auseinanderschieben und anders gruppiren, da die Bewegungsfreiheit fehlt. Die Werft scheint ferner nur für Neubauten und gar nicht für Reparaturen vorgesehen zu sein. Eine Werft muss aber auch in der Lage sein, grössere Reparaturarbeiten ausführen zu können. Man müsste vieles aus der Anlage herausnehmen, und dann würde es noch sehr schwierig sein, nach dem Wasser hinzukommen. Wenn eine Werft rentabel sein soll, und das wird sie hauptsächlich durch Reparaturarbeiten, so muss eine möglichst grosse Bewegungsfreiheit vorhanden sein. Weiter möchte ich bemerken: In einer Werkstatt, die zwischen zwei Baudocks und zwei Hellingen eingeschachtelt ist, würde man kein Wort mehr verstehen und jede Dispositionsfähigkeit würde aufhören, denn wenn die Anlage brauchbar sein soll, müssen grosse Oeffnungen von der Werkstatt nach dem Schiffe hin vorhanden sein. Es würde also ein ewiges Getöse in den Werkstätten sein, wie in einer Nagelfabrik. Das Zusammenlegen der gleichartigen Werkstätten der verschiedenen Ressorts halte ich für verkehrt; soviel man sich auch bemüht haben mag, gleiche Arbeiten zusammenzulegen, so stellte sich doch bald heraus, dass das getrennte Arbeiten vorzuziehen ist. Jedes Ressort verfolgte zunächst seine eigenen Interessen, die des anderen kommen erst in zweiter Linie, und aus diesem Grunde muss die Arbeit soviel als möglich getheilt werden.

Herr Oberbaurath Schwarz:

Mit Bezug auf die Einwendungen der Herren Vorredner möchte ich nur auf Einzelnes eingehen, da die Zeit zu weit vorgeschritten ist. Herr Geheimrath Jäger hob hervor, dass

er es für richtig halte, einzelne Theile auf besonderen Plätzen vorarbeiten zu lassen und sie dann auf der Helling zusammenzubauen, wodurch die Arbeiten auf der Helling bedeutend abgekürzt würden. Dieses Princip habe ich ebenfalls für meinen Werftplan verfolgt, nur habe ich die Zulageplätze nicht in allzu grosser Entfernung von den Hellingen, sondern direkt zwischen den beiden Baudocks vorgesehen. Der Transport kann von der Werkstätte nach dem Zusammenlegungsplatze und von dort nach den Baudocks mit Hilfe von Laufkatzen, sowie durch die beiden Hellingkrane bequem bewerkstelligt werden. Wenn dann von Herrn Geheimrath Hossfeld erklärt wurde, das für die Arbeiter das Arbeiten im Freien gesünder sei, als in den Werkstätten, so vermag ich dies nicht zuzugeben. Neben dem Wind und Regen ist doch die Kälte nicht unberücksichtigt zu lassen, weshalb denn auch die Werftanlagen in St. Petersburg die Hellingbedachung besitzen. Ohne dieselbe würde man im hohen Norden kaum Schiffe bauen können. Sodann wurde eingeworfen, dass in der Werkstätte leicht Qualm entstehen könne, und dass dadurch die Helligkeit beeinträchtigt, und die Arbeiter in ihrer Thätigkeit gestört werden. Wie aus den Zeichnungen ersichtlich ist, kann Qualm überhaupt nicht entstehen, da die Nietessen mit besonderen Schornsteinen, welche durch das Dach hindurchführen, versehen sind. Ich weise ferner darauf hin, dass seit Einführung der elektrischen Kraft für die Arbeiten auf den Hellingen darauf Bedacht zu nehmen ist, dass die Elektromotoren vor Regen und Feuchtigkeit geschützt werden müssen. Auf der Werft in Wilhelmshaven kamen mehrmals Kurzschlüsse vor, und wurden dadurch wiederholt Reparaturen an den Motoren nothwendig. Ausserdem ist darauf hingewiesen worden, dass die Hellingbedachung starke Zugluft hervorruft. Meine Herren! Gehen Sie in irgend eine Werkstätte und Sie werden beim Transport der Materialien, wenn die Thüren geöffnet sind, auch Zugluft empfinden. Sind doch auch jetzt auf verschiedenen Werften einzelne Hallen der Schiffbauwerkstätten nach allen Seiten offen und der Zugluft ausgesetzt. Wenn Herr Geheimrath Brinkmann ferner die Hellingbedachung mit einer Bahnhofshalle vergleicht, in welcher Zug und Dunkelheit herrschen, welche durch den Qualm der Lokomotiven noch vermehrt würde so möchte ich nur darauf hinweisen, dass dieser Vergleich nicht ganz stichhaltig ist, da unter anderem die Bahnhofshallen meist ein Wellblechdach ohne Glas besitzen. Sollten diese Uebelstände der Bahnhofshallen aber wirklich von so grossem Belang sein, so dürfte es sich hiernach empfehlen, die kostspieligen Bahnhofshallen zu sparen und die Fahrgäste die Züge im Freien besteigen zu lassen. Da aber eine derartige Maassregel schwerlich im Sinne des reisenden Publikums liegen dürfte, weil eben jeder trockenen Fusses und mit trockenen Kleidern eine mehrstündige Reise antreten möchte, so besteht in gleicher Weise auch eine Berechtigung, wenn man den Arbeitern für ihr 10stündiges Tagewerk ein Dach zum Schutze gegen Regen und Schnee erbaut und die geringe Verdunkelung durch ein Glasdach oder durch elektrische Beleuchtung wieder ausgleicht. Der Zug liesse sich durch Dichtmachen der Oeffnung der Hellingbedachung nach der Wasserseite während des Baues beseitigen. Ferner wurde eingewendet, dass das Baudock ungesund und feucht sei, und dass die Arbeiter infolgedessen eine ungünstige Arbeitsstätte hätten. Hiergegen ist zu bemerken, dass erstens das Baudock während des Baues stets trocken bleibt und nicht, wie ein Trockendock gelegentlich des Ein- und Ausdockens Feuchtigkeit in seinen Wänden aufnimmt. Zweitens machen die Arbeiten im Schiffsboden, also diejenigen, welche innerhalb des Baudocks ausgeführt werden müssen, nur einen verhältnissmässig geringen Theil der Bauzeit aus, die Hauptarbeit an der Aussenhaut und den Decks wird oberhalb des Werftbodens zur Ausführung gebracht, wo keine schlechte und feuchte Luft vorherrscht.

Von sämmtlichen Herren Vorrednern ist die Vereinigung der einzelnen Schiffbauwerkstätten mit den Maschinenbauwerkstätten bemängelt worden, und wurde insbesondere von Herrn Direktor Zimmermann betont, dass dadurch die Kostenberechnung ungemein erschwert würde. Wenn gesagt wurde, dass es nicht möglich wäre, die verschiedenen Arbeiter-

kategorien in einer Werkstatt zusammen arbeiten zu lassen, so möchte ich demgegenüber darauf hinweisen, dass dies z. B. in Wilhelmshaven geschieht, indem einige Schiffsschmiede zu Kesselschmieden gemacht worden sind, um den geschicktesten Schiffsschmieden die entsprechende Lohnerhöhung zuwenden zu können. Hieraus haben sich keinerlei Schwierigkeiten ergeben. Aehnlich verhält es sich mit den anderen Werkstätten, da z. B. die Schlosserwerkstatt ebenso Dreher und Schlosser beschäftigt wie die Maschinenwerkstatt, und diese Leute die gleiche handwerksmässige Vorbildung genossen haben. Ja, meine Herren, es kommt doch schliesslich oft genug vor, dass, wenn es an Arbeit mangelt, die Arbeiter der Schlosserwerkstatt des Schiffbaues an die mechanische Werkstatt des Maschinenbaues überwiesen werden oder umgekehrt, um Arbeiterentlassungen zu vermeiden, also doch ein Beweis, dass die Arbeiterkategorien gleichwerthig sind und sich miteinander vertragen können. Ebenso geschieht es natürlich auch mit den Schmieden, Kupferschmieden u. s. w. Ich kann daher keine Schwierigkeit darin sehen, dass derartige Arbeiterkategorien in einer Werkstatt beschäftigt werden, wo sie dieselben Arbeiten verrichten, während sie jetzt nur in verschiedenen Gebäuden getrennt arbeiten. Was die Kostenberechnung anbetrifft, so ist es mir unverständlich, aus welchen Gründen es unmöglich sein sollte, die einzelnen Arbeiten für Schiffbau und Maschinenbau getrennt zu buchen. Es wäre doch nur erforderlich, jeder Arbeit eine besondere Arbeitsnummer zu geben. Werden doch schon jetzt in den Schiffbauwerkstätten manche G genstände für den Schiffsmaschinenbau angefertigt und umgekehrt manche Sachen für den Schiffbau in den Maschinenbauwerkstätten.

Bezüglich des Einwurfes, dass die Hellinge keine genügende Verbindung mit der Kalteisenbearbeitungswerkstatt haben, bemerke ich, dass die vorgearbeiteten Bautheile von dieser Werkstatt sowohl auf der Landseite mittelst Schienengeleisen, als auch von der Wasserseite mittelst des Schiffsmontagekranes bequem und schnell zu den Auslegerkranen der Hellinge gebracht werden können. Seitens des Herrn Direktor Zimmermann wurde ferner hervorgehoben, dass die Werkstätten zu sehr zusammengedrängt wären, und dass das Schienengeleise derartig angeordnet wäre, dass umständliche Transporte entstünden. Die Anordnung der Werkstätten meines Werftplanes war von mir mit Absicht möglichst gedrängt erfolgt, um kleine Transportwege zwischen den einzelnen Werkstätten und zwischen diesen und dem Kai zu erhalten. Ja, meine Herren, wenn man die Werkstätten weit auseinanderlegt, so geht die Uebersicht und namentlich die Kontrolle der Arbeiter verloren. Sehen Sie sich in dieser Beziehung einmal die Flensburger Werft an, welche ausserordentlich gedrängt gebaut ist. Die Flensburger Werft hat, obwohl sie noch nicht den dritten Theil des Flächeninhaltes des Stettiner Vulcan besitzt, in den letzten beiden Jahren mit Bezug auf den Brutto-Tonnen-Gehalt dieselbe Gesammtleistung aufzuweisen wie der Vulcan, während sie mit Bezug auf den Reingewinn von allen deutschen Werften schon seit Jahren nicht annähernd erreicht wird. Auf der Flensburger Werft herrscht reges Treiben, ein Arbeiter drängt den anderen, wenn er nicht schafft, und die ausserordentliche Leistungsfähigkeit sowie hohe Rentabilität dieser verhältnissmässig kleinen Werft beweist gerade, dass man mit dem Werftterrain nicht zu verschwenderisch umgehen soll. In Bezug auf die Transportwege sind mir die Einwendungen des Herrn Direktor Zimmermann nicht ganz verständlich, wodurch ein Hin- und Hertransportiren entstehen soll, denn es kommt doch zunächst darauf an, dass das Material mit der normalspurigen Bahn zu den Lagerplätzen gebracht wird, und dieser Weg ist doch nur ein sehr kurzer. Später wird das Material in die Werkstätten mittelst der schmalspurigen Bahn transportirt, und diese Transporte sind so eingerichtet, dass sie auf den kürzesten Wegen erfolgen können. Hinsichtlich der Frage des Herrn Direktor Zimmermann, warum die Werft drei Eisenbahnanschlüsse besitzt, wodurch naturgemäss grosse Kosten sowie sonstige Komplikationen entstehen, möchte ich kurz erwidern, dass die drei Eisenbahnanschlüsse von mir nur deshalb in der Zeichnung vorgesehen

sind, um zu beweisen, dass die Werftanlage von jeder Seite aus Zugänge mittelst Schienengeleisen erhalten kann. Seitens des Herrn Direktor Zimmermann wurde ferner bemängelt, dass für die Kurven der Normalgeleise ein zu geringer Radius gewählt sei. Ich bemerke hierzu, dass ich mich in dieser Beziehung nach dem Plane der Werftanlage des Vulcan gerichtet habe und mit dem Radius nicht unter 60 m heruntergegangen bin, während Herr Direktor Zimmermann sogar einen solchen bis zu 50 m zulassen will. Herr Direktor Zimmermann hat ferner bei meinem Werftplane getadelt, dass die Zahl der Richtplatten nicht genüge. Hiergegen muss ich hervorheben, dass die grössten Werften wie F. Schichau in Danzig, Blohm & Voss in Hamburg nur eine Anlage mit zwei Richtplatten und einer Zulage besitzen und zwar in derselben Grösse, wie ich dieselbe in meinem Werftplane vorgesehen habe. Wenn der Vulcan zwei derartige Anlagen aufweisen kann, so liegt dies eben daran, dass der Vulcan gewissermassen zwei besondere von einander getrennte Werften besitzt, die eine für Handelsschiffbau und die andere für den Kriegsschiffbau Wenn er ferner mein Vertrauen für die Baudocks daraus in Zweifel zu ziehen glaubt, dass ich nur zwei Baudocks vorgesehen und nicht alle Baustätten als Docks in Aussicht genommen habe, so liegt dies daran, dass ich mich bestrebte, die Kosten der Werftanlage nicht zu hoch anwachsen zu lassen. Lediglich aus diesem Grunde habe ich nur zwei Baudocks vorgesehen, ferner jedoch zwei Hellinge, auf welchen in der Regel, wenn eben genügend Schiffe im Bau sind, die kleineren auf Stapel gesetzt werden sollen, da für kleinere Schiffe der Stapellauf weniger ins Gewicht fällt und mit grösserer Wahrscheinlichkeit glücklich verlaufen wird, als bei sehr grossen und langen Schiffen. Die Baudocks sollen nach Möglichkeit für grössere Schiffe ausgenutzt werden. Dadurch, dass die Baudocks ständig mit Neubauten belegt werden, hoffe ich sie mit Unterstützung der Hellingbedachung und seiner Krananlagen rentabel zu machen. Herr Direktor Zimmermann hat darauf hingewiesen, dass die Baudocks am besten normal zum Flusslauf lägen, und dass ich sie nur deswegen schräg angeordnet hätte, weil ich eine nicht ausreichende Tiefe des Werftterrains angenommen. Dieser letztere Grund trifft jedoch nicht zu; denn die Kesselschmiede kann ebenso gut auch mit der Achse parallel zu den Hellingen angeordnet werden. Die Anordnung der Baudocks und Hellinge schräg zum Flusslauf bietet jedoch den Vortheil, dass der Ablauf bequemer bewerkstelligt werden kann und dass das Verholen der Schiffe aus den Baudocks leichter vor sich geht. Herr Direktor Zimmermann hält dann auch die Tiefe der Baudocks für nicht genügend und behauptet, dass die „Deutschland“ beim Ablaufe einen Tiefgang von 5,6 besessen hätte. Hierzu bemerke ich, dass ich die Sohle des Baudocks mit Absicht nur auf 6 m unter dem normalen Wasserspiegel angenommen habe, da sich ein mittlerer Tiefgang von 4,5 m auch bei den grössten Schiffen, selbst auch bei der „Deutschland“ wird erreichen lassen, so dass immer noch eine Kielstapelung von 1,5 m Höhe möglich ist. Sollte der Tiefgang bei dem Ablaufe hinten grösser sein als 4,5 m, so kann man durch Füllen der vorderen wasserdichten Abtheilungen in einfachster Weise die Trimmlage derart ändern, dass der hintere Tiefgang nicht mehr 4,5 m übersteigt. Für die grössten Kriegsschiffe ist der hintere Tiefgang nie mehr als 4,9 m bei einem vorderen Tiefgang von 2,1 m gewesen. Es würde daher ein Leichtes sein, diese Schiffe durch Trimmen auf einen grössten Tiefgang von 4,5 m für das Aufschwimmen zu bringen. Herr Direktor Zimmermann nimmt auch daran Anstoss, dass meinerseits kein genügender Lagerplatz für Holz vorgesehen ist, da nach seiner Ansicht die Deckplanken und ähnliche Hölzer am besten im Freien zum Trocknen aufgestapelt werden müssen, auch fehle ein Holzhafen zum Lagern der Hölzer. Nach den Erfahrungen bei der Marine haben wir die nasse Konservirung vollständig aufgegeben und werden daher sämmtliche Hölzer, auch Deckplanken, in Schuppen gelagert. Wenn man an den Seitenwänden dieser Schuppen Thüren vorsieht und dieselben bei trockenem Wetter öffnet, so dürfte durch den hindurchgehenden Zug das Trocknen der Hölzer besser zu bewirken sein, als wenn man sie im

Freien lagert. Jedenfalls wird die Gelegenheit beseitigt, dass die Hölzer durch Regen von Neuem nass werden. Ein Holzhafen ist in meinem Projekte mit Absicht fortgelassen worden, da nach meinen Erfahrungen bei der Marine ein derartiger Holzhafen für den bestimmten Zweck überhaupt nicht benutzt wird, und die Hölzer sofort, auch wenn sie zu Wasser ankommen, in den gedeckten Schuppen gelagert werden. Betreffs der Lage der Tischlerwerkstatt bin ich ebenfalls ganz anderer Meinung als Herr Direktor Zimmermann. Ich halte es gerade für besonders wichtig, dass die Tischlerwerkstätte sich am Kai befindet, da es sehr wesentlich ist, die Arbeiten auf den Schiffen während des Ausbaues und der Ausstattung nach dem Stapellaufe so schnell als möglich zu fördern. Gerade diese Arbeiten sind es in der Regel, welche eine verspätete Ablieferung der Schiffe veranlassen. Es scheint mir daher dringend erforderlich zu sein, dass diejenigen Werkstätten, welche während dieser Zeit in der Hauptsache auf dem Schiffe zu thun haben, direkt in der Nähe des Schiffes angeordnet werden, d. h. also direkt am Kai, so dass die Tischler möglichst schnell auf das Schiff gelangen können. Kommt es doch oft vor, dass die Tischler für Kojen, Spinde u. s. w. Modelle an Bord nehmen müssen. Sollen sie zu diesen Arbeiten aber noch grössere Wege zurücklegen, so würde dadurch sehr viel nützliche Zeit verloren gehen. Ich habe diese von mir hervorgehobene Anordnung bei einigen englischen Werften, z. B. bei Wigham Richardson & Co. gesehen, und ist mir dieselbe sehr warm empfohlen worden. Der Transport des Holzes vom Holzlager bezw. von der Sägerei nach der Tischlerei erfolgt in einfachster Weise unter Zuhilfenahme des Schiffsmontagekranes und der Geleise am Kai. Der Einwurf der Feuersgefahr, weil Holz auf beiden Seiten der Helling liegt, erscheint mir auch insofern hinfällig. als auf der einen Seite Holz nur in der massiv gebauten Tischlerwerkstatt vorhanden ist. Zum Mindesten müsste das Holz der Stellinge doch ebenfalls als feuergefährlich bezeichnet werden. Herr Geheimrath Hossfeld hat bei seinen Ausführungen ferner betont, dass in den vereinigten Werkstätten ein gewaltiges Getöse herrschen wird, und dass die Arbeiter in ganz empfindlicher Weise hierdurch belästigt werden. Ich habe mir für die Kalteisenbearbeitungs-Werkstätte an den Längsseiten Wände gedacht. Der Materialientransport von dieser Werkstätte nach den Baudocks geschieht durch vorgesehene Thüren, welche in der Regel geschlossen gehalten werden. Ein Getöse wird sich aber in keiner Werkstatt, wo genietet wird, vermeiden lassen. Werden doch auch in der Kesselschmiede, wo das Getöse besonders stark ist, saubere und kunstgerechte Arbeiten ausgeführt, ohne dass also die Arbeiter durch den Lärm in ihrer Arbeit wesentlich beeinträchtigt werden. Selbst bei Fortfall eines Hellingdaches bezw. einer Hellingwerkstatt wird das Getöse bei dem Neubau eines Schiffes, namentlich für die im Schiffsinnern arbeitenden Leute ganz erheblich sein, und würde hieran auch die Zufügung eines Daches nichts ändern. Dagegen werden die Anwohner durch eine Hellingwerkstatt eher vor dem Lärme des Nietens mehr geschützt. Wenn dann gesagt wurde, dass bei meiner Werftanlage keine Reparaturwerkstatt in Aussicht genommen sei, so möchte ich hiergegen bemerken, dass der freie Platz auf der linken Seite des Werftplanes, wie ich in meinem Vortrage schon betonte, für ein Trockendock bezw. für ein Schwimmdock reservirt ist. Ich bin jedoch auf diese Frage weniger eingegangen, weil sie mit den Betriebs- und Transporteinrichtungen der Werftanlagen nicht näher in Beziehung steht und mehr von den Fahrwasserverhältnissen abhängt. Es ist selbstverständlich, dass jede Werft Vorsorge treffen muss, um Reparaturarbeiten auszuführen, da diese bekanntlich die gewinnbringendsten sind. — Ich glaube, dass durch meine Darlegungen die von den Herren Vorrednern gemachten Einwürfe in mancher Beziehung entkräftet sind, und gebe mich der Hoffnung hin, dass durch die Aussprache die einzelnen Gesichtspunkte mehr geklärt sein werden. Deshalb kann ich den Herren Vorrednern für ihre Auseinandersetzungen im Interesse der Sache nur dankbar sein. (Lebhafter Beifall).

Elektrische Befehlsübermittelung
an Bord.

Vorgetragen von A. Raps.

Eng verbunden mit der fortschreitenden Verbesserung und Vergrösserung der Schiffe, namentlich der Kriegsschiffe, sind die Anforderungen an die Einrichtungen zur Befehlsübermittelung, die Kommandoelemente, ganz bedeutend gestiegen. Früher, bei den kleineren Abmessungen der Schiffe, reichten einfache mechanische Vorrichtungen vollkommen aus; mit der Stimme oder dem Sprachrohr konnte man überall hin sicher die Befehle übermitteln. Das ist aber ganz anders geworden. Nicht nur die Abmessungen der Schiffe sind viel grösser geworden, die Anzahl der Kommandostellen erheblich gewachsen, auch die Panzerung ist viel vollständiger geworden — und, da man mit Recht verlangen muss, dass die Kommandoelemente als der wichtigste Faktor für den Schiffsdienst unter Panzerschutz geführt werden müssen, so entstanden hierdurch sowohl für die Führung der Kommandoelemente, wie für diese selbst so grosse Schwierigkeiten, dass man sich nach anderen Hilfsmitteln als den eben erwähnten umsehen musste. Ist zum Beispiel doch die Verständigung zwischen dem Kommandothurm und den Maschinen durch ein Sprachrohr von noch so grossen Dimensionen bei einigermassen starken Geräuschen bei einem modernen Panzer geradezu ausgeschlossen.

Es mussten sich daher die Seeleute wohl oder übel mit der Elektrotechnik, welche die helfende Hand darbot, befreunden, wenn es ihnen auch anfangs sehr schwer wurde, und das eigentliche Zutrauen fehlte. Die Konstruktionen mussten sehr vollkommen werden, ehe sie für Bordzwecke brauchbar wurden.

Ich möchte Ihnen nun eine Reihe elektrischer Kommandoapparate hier vorführen, welche die Firma Siemens & Halske durchgebildet hat und welche in der deutschen Kriegsmarine allgemeine Anwendung finden, und zwar werde ich zuerst die optisch-elektrischen, dann die akustisch-elektrischen Apparate im Betriebe vorzeigen.

Wir haben uns bemüht, die sämmtlichen Aufgaben, welche die Marine für ihre verschiedenen Zwecke an die optischen Telegraphen stellt

die durch die Fernbewegung eines Zeigers die Kommandos übermitteln, mittels ein und desselben Systems zu lösen. Hierdurch wurde die Einführung dieser Apparate natürlich wesentlich erleichtert, weil die Ausbildung der Mannschaften sehr vereinfacht wurde.

Den wesentlichsten Bestandtheil der Konstruktion bildet der sogenannte Sechsrollenmotor, welcher in den Fig. 1 und 2 dargestellt ist. Die Eisenkerne der Rollen besitzen, wie aus den Figuren ersichtlich, an ihrem oberen und unteren Ende, radial angeordnet, Polschuhe P, zwischen denen sich der Anker A mit sehr geringem Luftzwischenraum drehen kann. Die Enden der Wickelung jedes dieser drei Rollenpaare gehen nun einerseits zu drei Kontaktpunkten a, b, c eines Kommutators, andererseits vereinigen sie sich zu einer gemeinsamen Rückleitung e, in welcher die Stromquelle enthalten ist. Diese Rückleitung führt nun zu dem Drehpunkte des Kontakthebels d. Befindet sich dieser, wie in Fig. 1 angedeutet, auf dem Kontakt a, so durchläuft der Strom in der durch Pfeile angedeuteten Weise das System und der Anker wird sich in der Richtung E_5, E_6 einstellen. Wird nun der Kontakthebel im Sinne des Uhrzeigers gedreht, so werden die Eisenkerne der Rollenpaare nacheinander magnetisch, das Feld dreht sich also im Sinne des Uhrzeigers, und folglich wird sich auch der Anker A im Sinne des Uhrzeigers drehen. Selbstverständlich wird die Bewegungsrichtung des Ankers umgekehrt, wenn der Kommutator im umgekehrten Sinne bewegt wird. Fig. 2 zeigt einen Schnitt, Fig. 3 und 4 die Seiten- und Oberansicht des Systems.

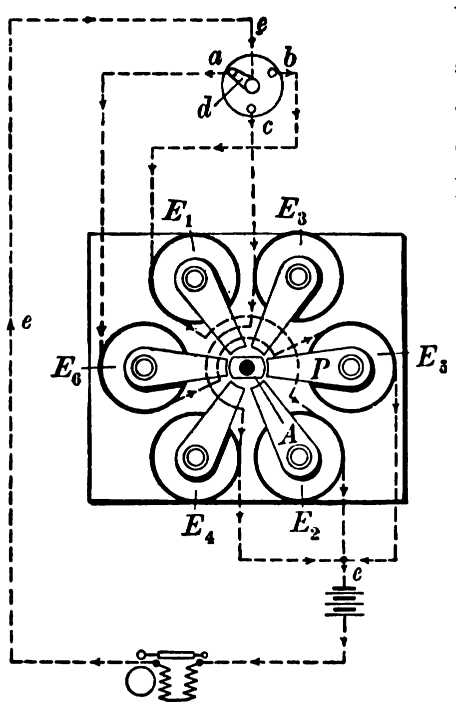


Fig. 1.

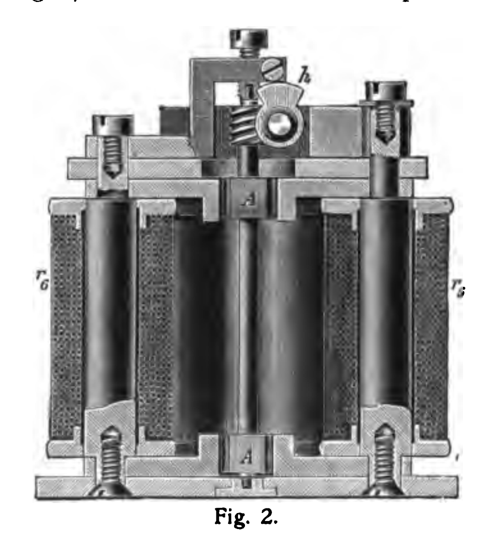


Fig. 2.

Aus der ist Fig. 2 ersichtlich, wie gut der magnetische Kreislauf des Systems durchgebildet ist. Hieraus ergiebt sich, dass die Kraft, mit welcher der Anker des Systems bewegt wird, eine sehr grosse ist, zumal weil der Strom, welcher den Apparat bethätigt, sehr stark gewählt werden kann, da er nur momentan wirkt und nicht als Ruhestrom das System dauernd durchfliesst. Hierdurch ist eine Beeinflussung des Kompasses, wie die Versuche erweisen, vollkommen ausgeschlossen. Für die praktische Verwerthbarkeit von Kommandoapparaten an Bord von Schiffen ist der Umstand, dass das System sich mit grosser Kraft bewegt, von ausschlaggebender Bedeutung; denn bei allen anderen Systemen, bei welchen nur geringe Kräfte wirken, sind Havarien durch die bedeutend feineren und empfindlicher gelagerten Theile viel mehr

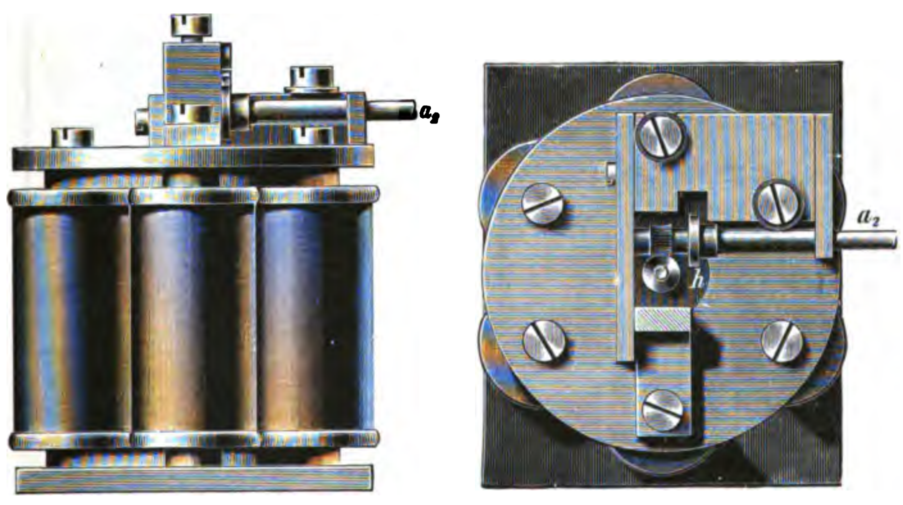


Fig. 3. Fig. 4.

zu befürchten. Aber auch noch einen anderen grossen Vortheil gewährt das System allen anderen gegenüber, deren Angaben von Stromstärken in verzweigten Leitungen abhängig sind. Sobald sich bei solchen Verzweigungen der Isolationszustand eines dieser Zweige ändert, was an Bord sehr leicht möglich ist, kann ein Falschzeigen der Apparate eintreten. Es ist dies auch wohl der Grund, warum die elektrischen Kommandoapparate der amerikanischen Marine, welche auf solchen Stromverzweigungen beruhten, sich im spanisch-amerikanischen Kriege den Berichten zufolge nicht bewährt haben.

Die Drehungen des Ankers werden nur durch Schnecke und Trieb auf den Zeiger übertragen. Dies hat zwei Vortheile. Man kann nämlich eine beliebige Uebersetzung anwenden und daher eine beliebige Anzahl Kommandos mit derselben Anzahl von Leitungen geben, ohne dass die Genauigkeit der

Einstellung darunter leidet. Ferner wird der Zeiger, ohne lange hin und her zu pendeln, momentan abgebremst und es erfolgt stets eine sofortige, feste Einstellung auch bei sehr schneller Bethätigung der Apparate.

Die Schneckenübertragung hat sich bei diesem Systeme, bei welchem eine genügende Kraft vorhanden ist, durchaus gut bewährt und zu Störungen niemals Veranlassung gegeben.

Für die Kommandozwecke wird nun meistens Ankündigungssignal und Rückantwort verlangt. Beide Aufgaben lassen sich mit dem vorliegenden System in sehr eleganter Weise lösen. Wie aus Fig. 1 ersichtlich, liegt in der gemeinsamen Rückleitung eine Glocke, welche, sobald der Apparat in

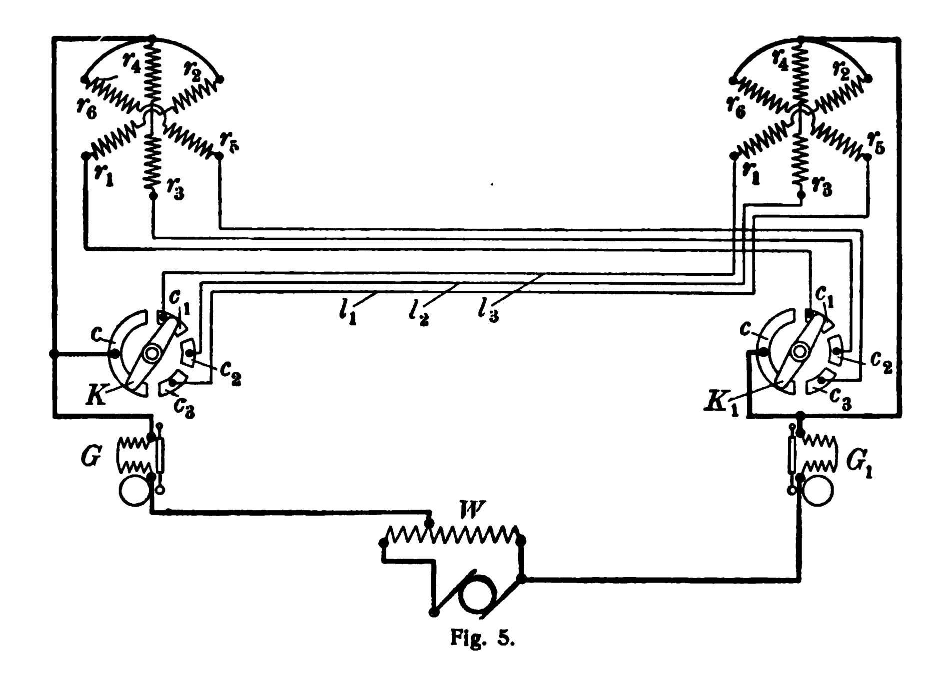


Fig. 5.

Thätigkeit gesetzt wird, durch den in der Rückleitung fliessenden Strom zum Ertönen gebracht wird. Es sind also zur Erreichung eines Avertissementsignales eine Vermehrung der Anzahl der Leitungen und besondere Handgriffe, die leicht vergessen werden, nicht erforderlich.

Aber auch noch andere Vortheile bietet die Anwendung dieser Glocke. Wird ein Kommando gegeben und ist durch irgend welchen Umstand kein Strom in der Leitung des Kommandoapparates, so wird dies bei der Bethätigung des Apparates sofort bemerkt durch den Umstand, dass die Signalglocke nicht ertönt. Das Schema, Fig. 5, zeigt die Leitungsanordnung für zwei Kommandoapparate mit Rückantwort. Die Enden der Wickelungen der drei Rollenpaare sind einerseits bei den Rollen r_1, r_3, r_5 mit den Leitungen l_1, l_2, l_3

verbunden, andererseits bei den Rollen r_6, r_4, r_2 zusammengefasst und zur gemeinsamen Rückleitung vereinigt, welche sowohl die Ankündigungsglocken G, G_1 (die als Kurzschlusswecker geschaltet sind), als auch die Stromquelle W enthält. Die Leitungen endigen an den Kontaktstücken c_1, c_2, c_3, während die Stromquelle an dem Schleifstück c anliegt. Wird nun der Kon-

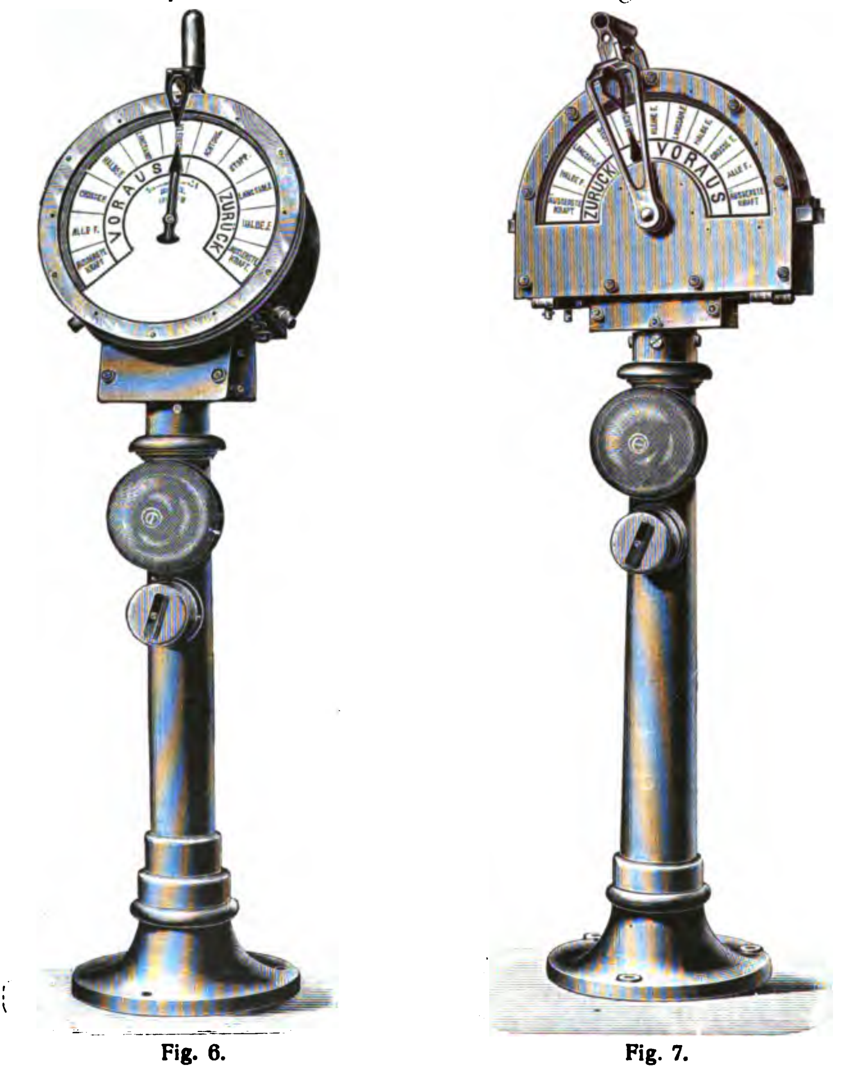


Fig. 6. Fig. 7.

takthebel K gedreht, so bringt er nacheinander die Stromquelle mit den Leitungen in Verbindung und bewirkt so eine Drehung des Sechsrollenmotors. Wie wir aus dem Schaltungsschema ersehen, sind die beiden Rückleitungen, welche zu den Apparatsystemen eigentlich gehören, in eine zusammengefasst. Daher sind bei diesem Apparat für die Uebermittelung einer beliebigen Anzahl von Kommandos mit Rückantwort und selbstthätigem Ankündigungssignal nur 7 Leitungen erforderlich.

Dieses System ist allgemein verwendbar und wird nun für Schiffszwecke bei Maschinentelegraphen, Ruderkommandoapparaten, Ruderlagezeigern, Docktelegraphen, Kesselraumtelegraphen, Artillerie- und Torpedotelegraphen angewandt.

Die Maschinentelegraphen sind in den Fig. 6, 7 und 8 dargestellt und zwar zeigt Fig. 6 einen einseitigen, Fig. 7 einen zweiseitigen Geber, Fig. 8 einen Empfänger. Diese Apparate sind den bisher im Gebrauch gewesenen mechanischen Maschinentelegraphen nachgebildet, weil von Seiten der Praktiker Werth darauf gelegt wird, dass das Legen des Gebers in der Fahrtrichtung des Schiffes erfolgt, und die Stellung desselben schon von weitem sichtbar ist.

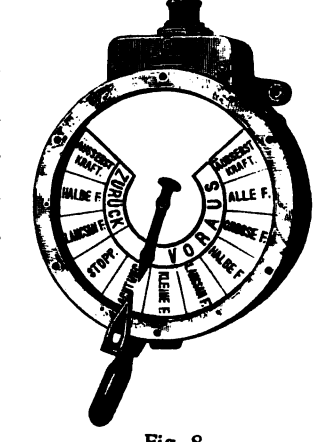
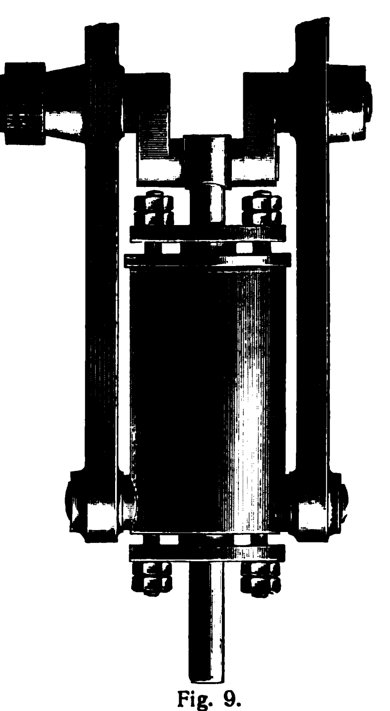


Fig. 8.

Da das System, um es stabil und kräftig genug zu machen, mit einem immerhin grossen Trägheitsmoment versehen ist, so ist auch die Schnelligkeit, mit welcher der Anker den Drehungen des magnetischen Feldes zu folgen im Stande ist, eine begrenzte; sie ist aber viel grösser, als dies praktisch für Kommandozwecke nothwendig wäre. Nur gegen plötzliche Stösse muss man das System schützen, wie sie z. B. bei Maschinentelegraphen, welche den mechanischen nachgebildet sind, bei fehlerhafter Bedienung vorkommen können. Es ist deshalb bei den Maschinentelegraphen eine Bremspumpe angebracht worden, welche zwar die richtige Bewegung durchaus nicht hindert, plötzlich auftretenden Stössen jedoch einen solchen Widerstand entgegensetzt, dass dieselben für das System unschädlich werden. Fig. 9 zeigt die Bremsluftpumpe, welche durch passende Uebersetzung mit dem Stellhebel verbunden ist.


Fig. 9.

Wenn der Apparat eingestellt wird, ohne dass Strom vorhanden ist, so folgt der Empfängerapparat nicht mit und beide Apparate sind, wenn der Strom wieder eintritt, nicht in Uebereinstimmung. Dieser Uebelstand ist jedoch durch folgende Einrichtung vollkommen unschädlich gemacht worden.

Das System, Fig. 2 und 4, trägt an der Triebachse a_2 ein Kreissegment h, welches sich in den beiden Grenzlagen des Zeigers an einen Stift der Ankerachse A anlegt. Man braucht daher nur einmal bei der Indienststellung der Apparate den Hebel in beide Grenzlagen zu bringen und der Einstellhebel ist mit dem Zeiger des Empfängers sofort wieder in Uebereinstimmung.

Der Kommutator besteht aus zwei koncentrischen Ringen, von denen der innere für die Stromzuführung, der äussere zur Verbindung mit den Rollenpaaren des Motormagnetsystemes dient (Fig. 10 bis 12). Die beiden Kontaktringe sind auf einer Grundplatte G aus isolirendem Material befestigt und werden durch eine am Ende einer Achse A angebrachte rotirende Schleifbrücke S verbunden. Die Brücke S wird durch eine Feder F gegen die Kontaktringe gedrückt; sie besteht aus einem einfachen geraden Stücke von hartem Metall, dessen verschieden lange Enden auf dem äusseren bezw. inneren Ringe schleifen und so eine Verbindung zwischen beiden herstellen. Der äussere Ring wird von den Kontaktstücken C_1, C_2, C_3 gebildet, jeder dieser Kontakte ist derart untertheilt, dass das mittlere Stück stromlos ist, während die beiden äusseren durch das Verbindungsstück v leitend verbunden sind. Da durch diese Anordnung der Kontakte die Schleifbrücke S in der Mitte eines jeden Kommandos, also in der Ruhestellung der Apparate auf zwei stromlose Theile der Ringe zu liegen kommt, so ist eine doppelpolige Stromunterbrechung geschaffen. Die Rast für den Einstellhebel ist, damit die Hand leicht die Ruhestellung findet, durch zwei unter starkem Federdruck stehende Hebel H_1, H_2 gegeben, welche auf ein Excenter E wirken.

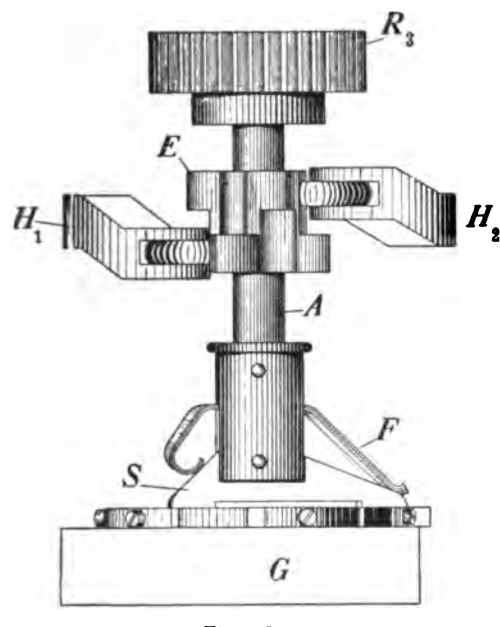


Fig. 10.

Ein sehr wichtiger Faktor für das sichere Arbeiten der Kommandoapparate an Bord ist die Verwendung vollkommen geschützter Glocken, namentlich in Maschinen- und Heizräumen, wo durch das Eindringen von Kohlenstaub und Wasser leicht Kurzschluss eintritt. Man hat schon oft versucht, die beweglichen Theile durch Stopfbuchsen durchzuführen, was jedoch andere Unzuträglichkeiten im Gefolge hatte. Durch die Konstruktion des

sogenannten Membranweckers (Fig. 13 und 14) wurde diese Aufgabe in sehr sicherer und einfacher Weise gelöst. Das Princip desselben besteht darin, dass der ganze elektrische Theil des Weckers vollkommen luft- und wasserdicht in ein metallenes Gehäuse eingeschlossen wird; nur eine Wand des

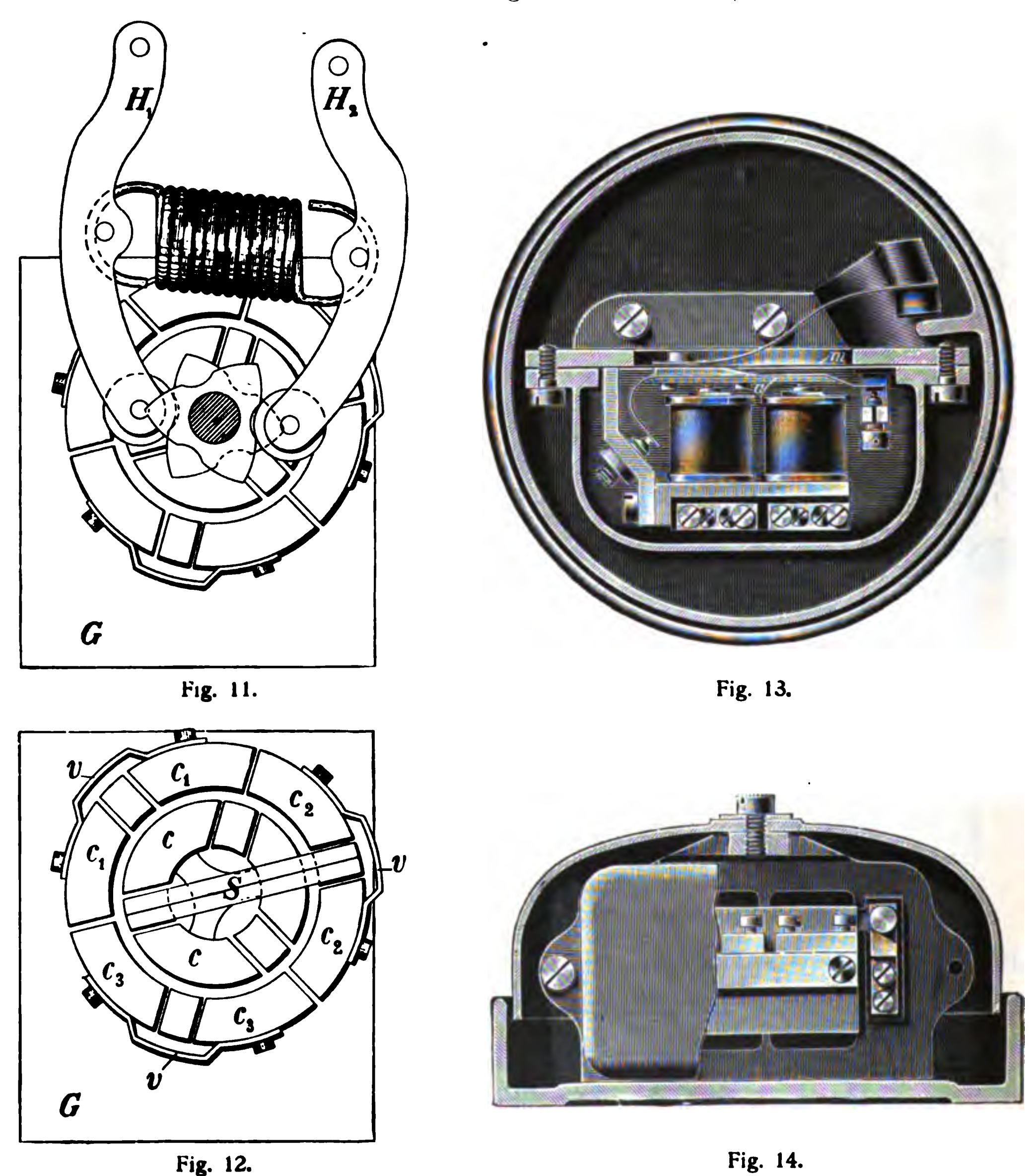


Fig. 11. Fig. 13.

Fig. 12. Fig. 14.

Gehäuses ist durch eine biegsame Metallmembrane ersetzt. An dieser Membrane m in Fig. 13, welche sowohl eben als auch ringförmig angeordnet sein kann, ist im Innern des Gehäuses der Anker a des Elektromagnetes befestigt, während aussen der Klöppel angebracht ist. Die kleine Durchbiegung, welche die Bewegung des Klöppels bedingt, hält die Membrane ungestraft aus. Hier-

durch ist ein Wecker geschaffen, der selbst in feuchten und kohlenstaubhaltigen Räumen sich als sehr zuverlässig erwiesen hat.

Fig. 14 zeigt eine andere Ansicht des Membranweckers.

Fig. 15, 16, 17, 18 sind nur verschiedene Ausführungsformen.

Die Kommandoapparate sind mit Innenbeleuchtung versehen, die durch zwei elektrische Lampen bewirkt wird, welche wechselweise eingeschaltet werden können, sodass immer eine Reserve vorhanden ist.

Wie aus den Fig. 6 und 8 ersichtlich, sind der Geber und Empfänger des einseitigen Maschinentelegraphen identisch; sie unterscheiden sich nur dadurch, dass der Geber auf einer Säule montirt ist, während der Empfänger an der Wand angebracht wird.

Die Apparate sind so konstruirt, dass Seewasser an irgend welche strom-

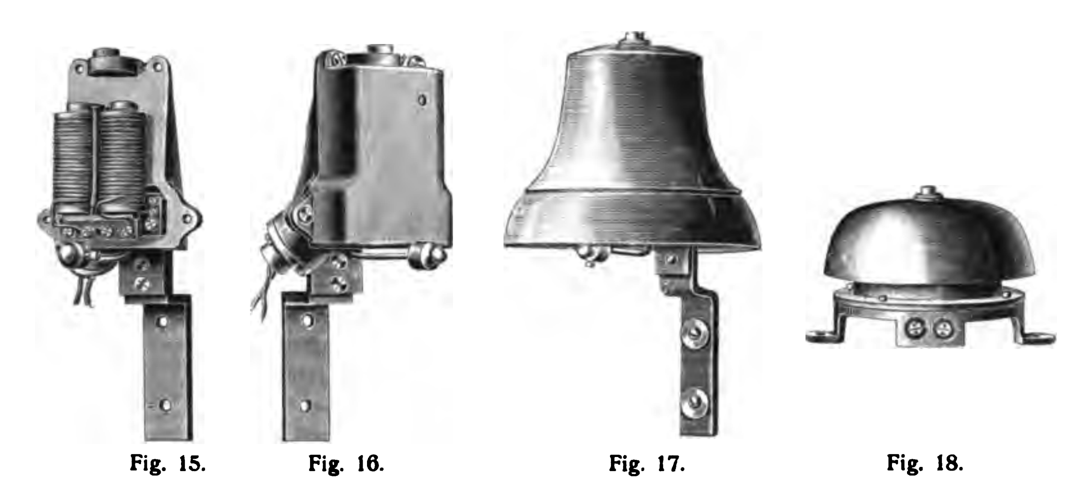


Fig. 15. Fig. 16. Fig. 17. Fig. 18.

führende Theile nicht herangelangen kann; trotzdem ist das Auseinandernehmen behufs Revision und Reinigung das denkbar einfachste; es brauchen hierbei keine Drahtverbindungen gelöst zu werden. Die Theile sind nach Lehren hergestellt und vertauschbar.

Ganz ähnlich wie die Maschinentelegraphen sind die Steuertelegraphen, welche bei Havarien des Dampfruders bezw. seiner Verbindung mit dem Kommandothurm in Funktion treten, gebaut; dieselben haben nur anstatt des Stellhebels der langsamen Einstellung des Ruders entsprechend, ein Handrad mit Spill und andere Theilungen. Fig. 19a, b und 20 stellen einen Steuertelegraphen nebst Empfänger dar.

Die Ruderlagezeiger, welche die Stellung des Steuerruders anzeigen sollen, sind dem Steuertelegraphen ähnlich; sie unterscheiden sich nur durch den Geber.

Der Geberapparat dieser Anzeiger (Fig. 21 a und 21 b) besteht aus der Vorrichtung zur Uebertragung der Bewegung der Ruderpinne auf die Antriebsachse des Kontaktapparates, aus dem Kontaktgeber und aus der Hemmung. Die beiden

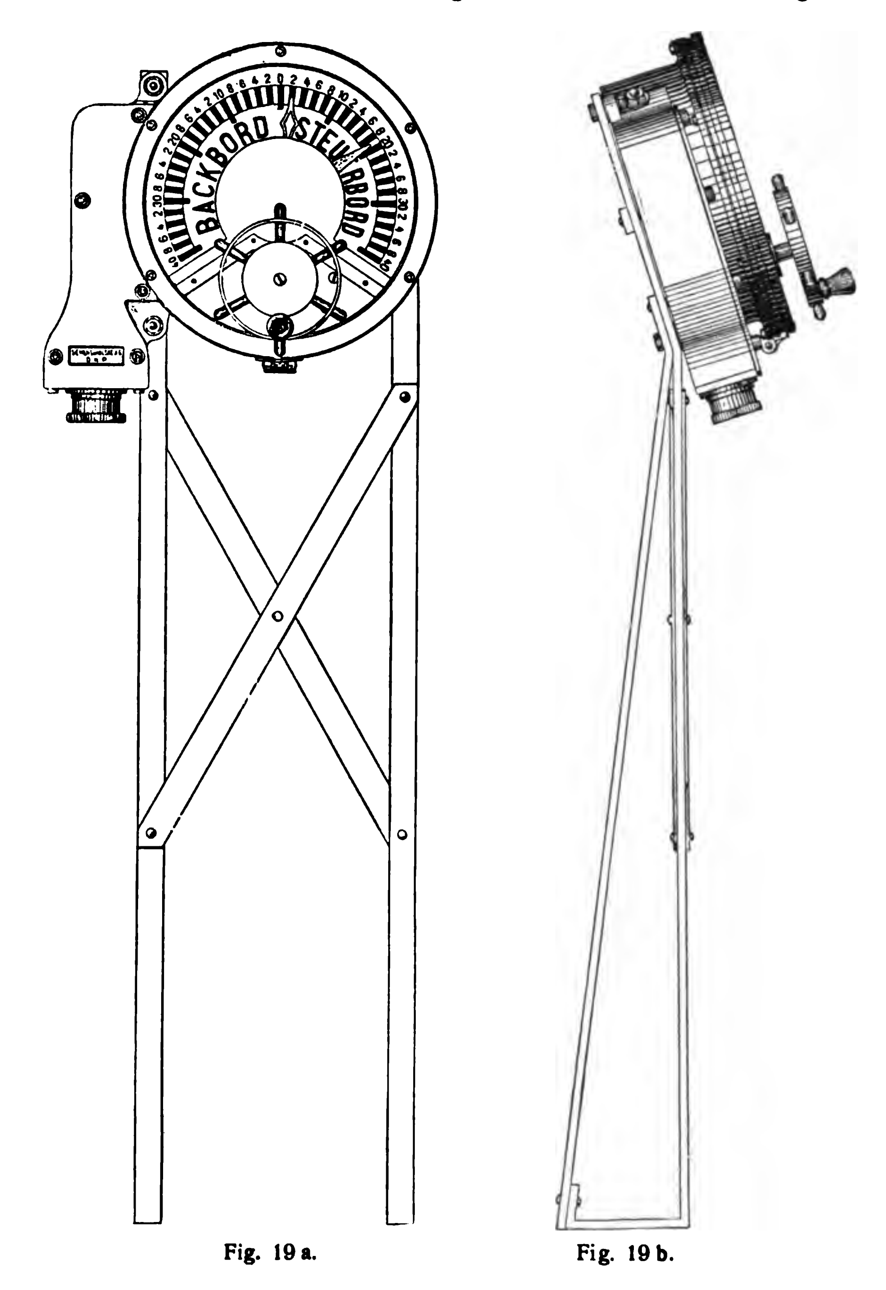


Fig. 19 a. Fig. 19 b.

letztgenannten Theile bilden den Kontaktapparat und sind in einem gemeinsamen, wasserdichten Gehäuse in der Nähe des Steuerruders angeordnet. Ihre Bewegung erhalten sie durch eine federnde Kettenübertragung vom Ruderkopfe aus in folgender Weise: Auf der Achse des Steuerruders sind zwei

gleiche Kettenräder aufgesetzt, welche durch je eine besondere Kettenübertragung unter geeigneter Uebersetzung in Eingriff mit je einem Kettenkranz des Gebers stehen; diese Kettenkränze befinden sich unterhalb des Gehäuses des Geberapparates und die Bewegungen des Steuerruders werden auf dieselben übertragen. Zur Abschwächung plötzlicher Stösse, welche durch Schlagen des Ruders entstehen können, sind zwischen die beiden Kettenstränge mehrere auf Vorspannung gewickelte Spiralfedern eingeschaltet, welche durch ihre Ausdehnung und Zusammenziehung in Verbindung mit der weiter unten beschriebenen Hemmung dem Kontaktwerke eine stossfreie Be-

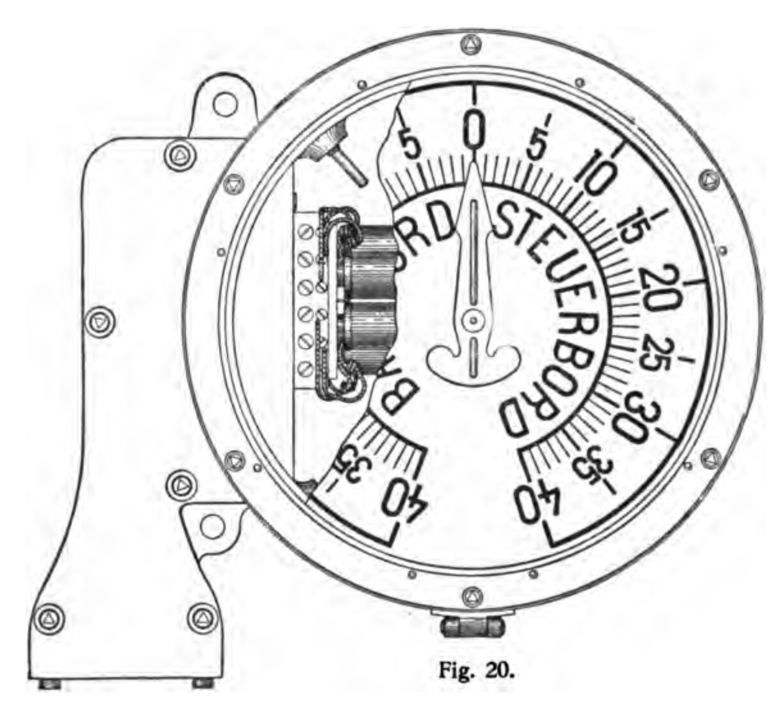


Fig. 20.

wegung übermitteln. Innerhalb des wasserdichten Gehäuses, in welchem der Kontaktapparat untergebracht ist, befindet sich auf einer gemeinsamen Achse die Kontakttrommel und das Steigrad für die Hemmung, während ausserhalb des Gehäuses auf derselben Achse die Kettenkränze angeordnet sind. Alle diese Theile sind fest mit der Achse verbunden und nehmen an deren Drehung theil.

Auf der aus Teakholz hergestellten Trommel sind 3 Zahnkränze angebracht, deren Broncezähne abwechselnd für die drei Elektromagnetspulenpaare des Empfängersystems den Strom durch 3 Paar Kontakthebel schliessen (vgl. Fig. 21b), indem diese bei der Drehung der Trommel mit den Zähnen derselben in Berührung kommen. Jeder Kontakthebel besteht des sicheren

Anliegens wegen aus je zwei gleichen Armen, welche sich drehbar auf einer gemeinsamen Achse befinden und durch Federkraft gegen die Kontaktzähne der Trommel gedrückt werden. Durch Regulirschrauben, welche gleichzeitig als Anschlag dienen, können dieselben so eingestellt werden, dass ein sicherer Kontakt entsteht. Die Schleifhebelpaare sind zu beiden Seiten der Trommel diametral zu einander angeordnet, und so haben die zu demselben Zahnkranz gehörenden Federn immer gleichzeitig Kontakt. Damit die Kontaktgabe der Reihenfolge nach bei den einzelnen Spulenpaaren erfolgt, sind die Zähne so angeordnet, dass immer nur die eines Ringes Kontakt machen können, d. h.

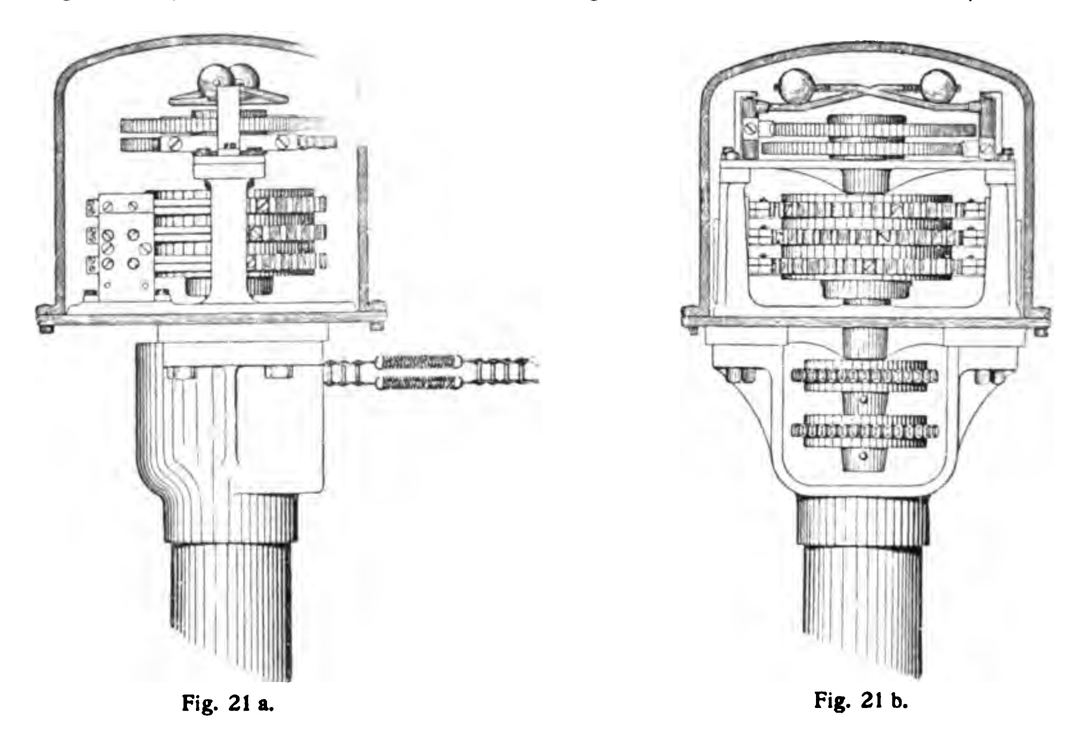


Fig. 21 a. Fig. 21 b.

die Ringe sind mit ihren Zähnen gegen einander versetzt, während die Schleifhebel senkrecht unter einander angebracht sind.

Die Schaltung des Gebers ergiebt sich aus dem früher dargelegten Princip; jeder der drei Kontakthebel der einen Seite ist mit einem Spulenpaar des Empfängersystems verbunden, während die drei Hebel der anderen Seite an der gemeinschaftlichen Stromzuführung liegen.

Die Schläge und das Springen des Ruders machen eine Abdämpfung der unregelmässigen Bewegung erforderlich. Dazu dient ausser der vorerwähnten Federung in der Kettenübertragung die Hemmung. Dieselbe besteht aus spitzgezähnten kräftigen Steigrädern, welche auf der gemeinschaftlichen Achse befestigt sind, und in welche mit einstellbaren Schwunggewichten ver-

sehene Anker eingreifen. Zur grösseren Sicherheit sind deren zwei vorgesehen und diese diametral angeordnet.

Die sämmtlichen Theile der Geberanlage sind leicht zugänglich. Die Ketten mit ihren Federungen liegen vollständig sichtbar und der Geber-

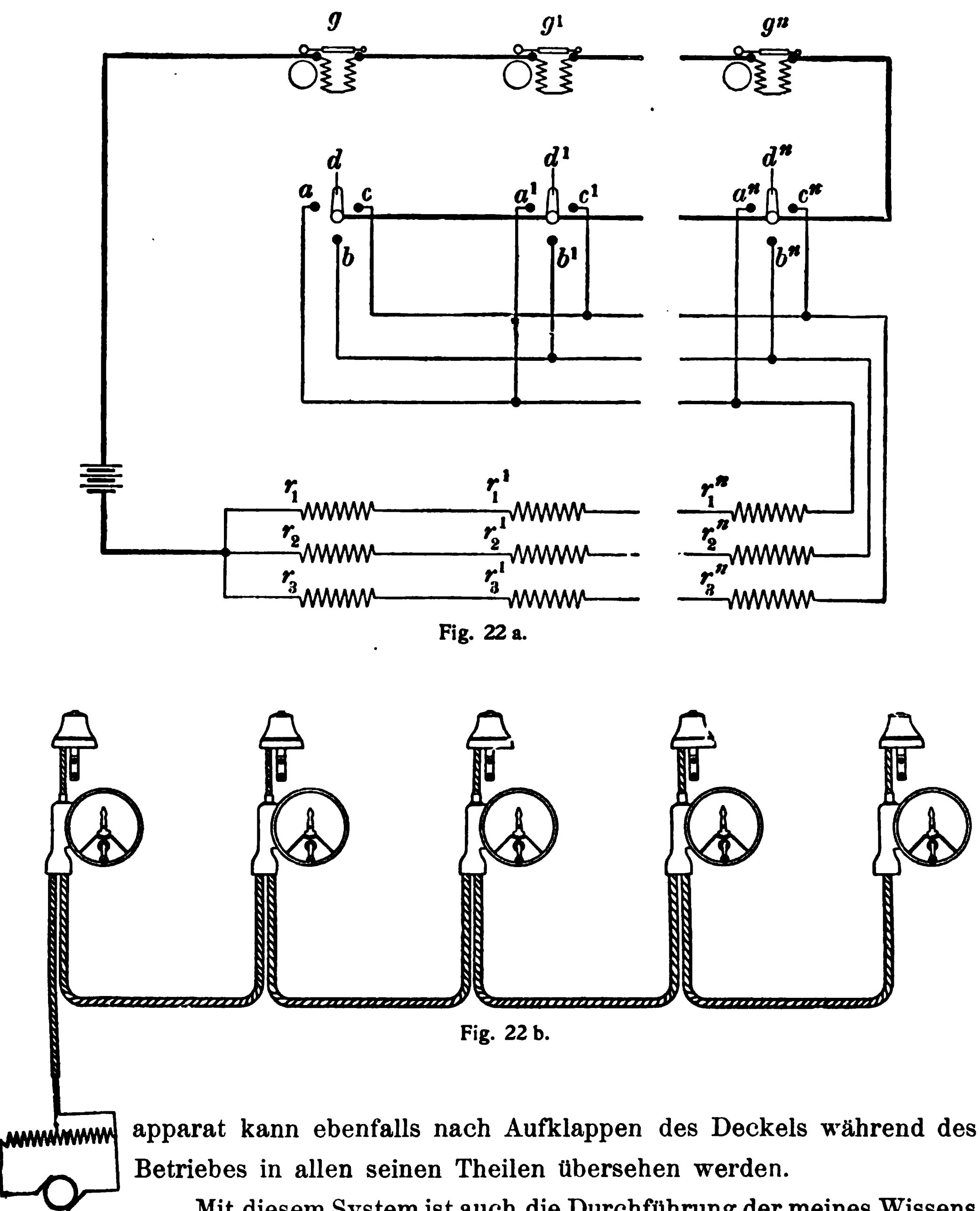


Fig. 22 a.

Fig. 22 b.

apparat kann ebenfalls nach Aufklappen des Deckels während des Betriebes in allen seinen Theilen übersehen werden.

Mit diesem System ist auch die Durchführung der meines Wissens bis jetzt noch nicht gelösten Aufgabe, eine beliebige Anzahl von Kommandos von beliebig vielen Stellen aus wechselseitig geben zu können, ermöglicht worden,

wobei dann nur ein Draht mehr, einschliesslich der Leitung für die Ankündigungsglocken, zur Verwendung kommt.

Das Schema, Fig. 22a, zeigt die Leitungsführung für n Systeme. Der eine Pol der Stromquelle ist über die Ankündigungswecker g $g^1 \ldots g^n$ mit den Drehpunkten der Kommutatorhebel d $d^1 \ldots d^n$ verbunden, der andere über die Wickelungen r der Sechsrollenmotore nach den Kontaktstücken a, b, c geführt. Wird nun einer der Hebel d bewegt, so erhalten alle Rollensysteme sowie durch die Rückleitung alle Wecker Strom und sämmtliche Apparate werden bethätigt. Das Tönen der Wecker zeigt an, dass die Apparate gestellt werden; hierdurch wird ein gleichzeitiges Geben von mehreren Stellen aus vermieden. Fig. 22b zeigt die in ein Kabel vereinigte

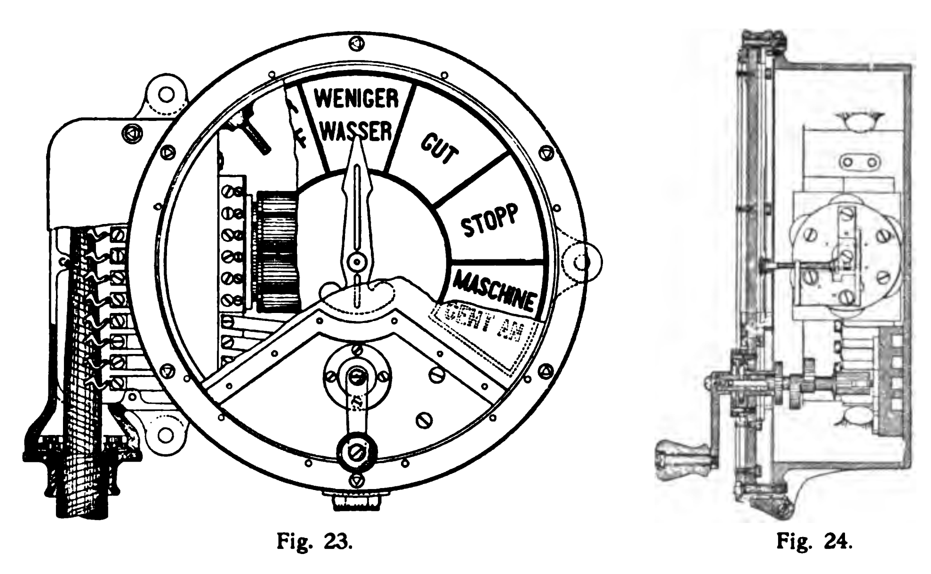


Fig. 23. Fig. 24.

Leitungsanordnung, Fig. 23 und Fig. 24 den Kesseltelegraphen, theilweise im Schnitt.

Die Artillerietelegraphen, welche den Verkehr zwischen den Kommandostellen und den Artilleriestellen vermitteln sollen, besitzen auch dasselbe System. Nur ist entsprechend dem Zwecke der Artillerie manchmal eine ungeheure Anzahl Kommandos zu übertragen. Dies liesse sich mit Zeigern nur mit sehr grossen Skalen ausführen, welche dann in dem beschränkten Raume des Kommandothurmes allzuviel Platz wegnehmen würden. Deshalb ist an Stelle des Zeigers ein endloses Band N (Fig. 25, welche den Empfängerapparat darstellt) angebracht, das auf seiner Vorderseite, durch das Fenster Q gut sichtbar, die Kommandos trägt. Durch eine Schnecken- und Zahnradübertragung wird die Bewegung des Motorsystems C

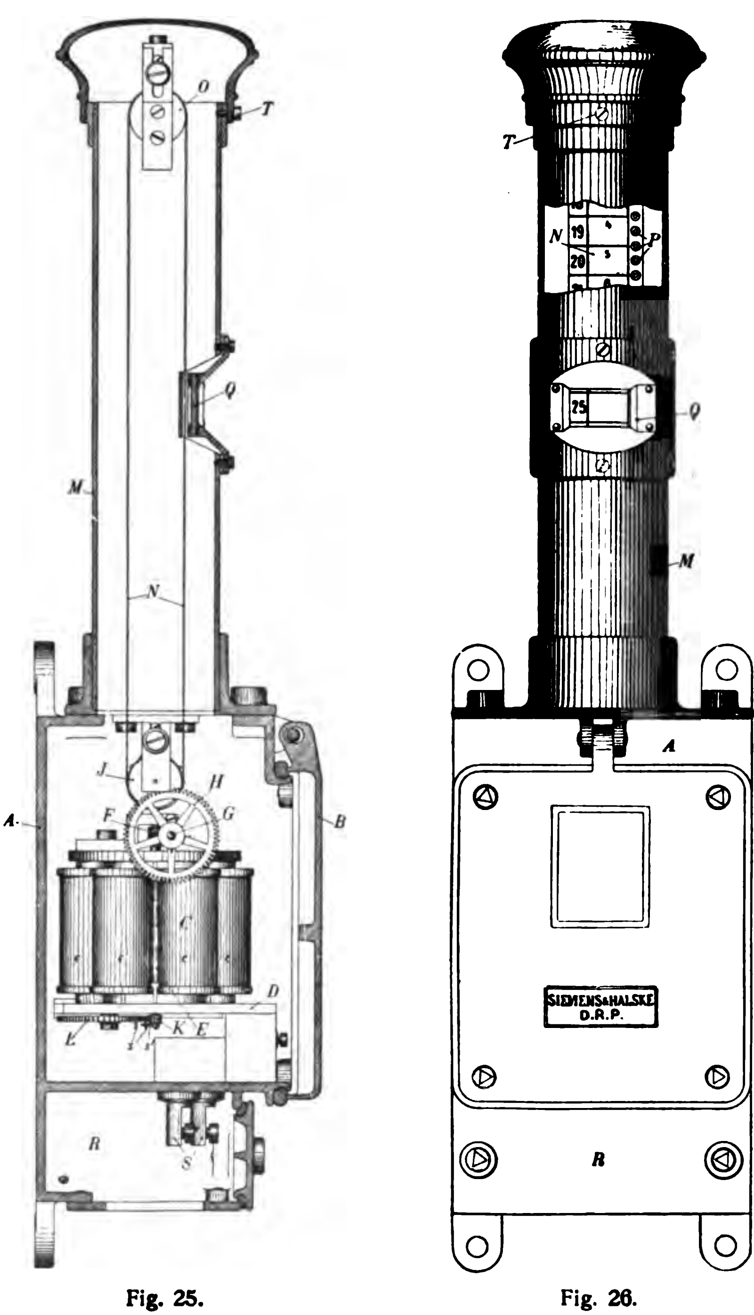


Fig. 25.

Fig. 26.

auf dieses Band, welches zwischen den Rollen J und O geführt wird, übertragen und so die Einstellung der Kommandos bewirkt. Das Motormagnetsystem, welches den übrigen genau gleicht, kann nach Oeffnung des Deckels B



Fig. 27.



Fig. 28.

entfernt werden, ohne dass an dem Bande etwas geändert zu werden braucht. Fig. 26 zeigt die Aussenansicht des Apparates in seiner vollkommen wasser- und luftdichten Form; in Fig. 27 ist der Apparat theilweise geöffnet und Motormagnetsystem nebst Anschlussklemmen sichtbar.

Den Geberapparat zeigen die Fig. 28, sowie Fig. 29a und 29b (mit abgenommenem Handrade).

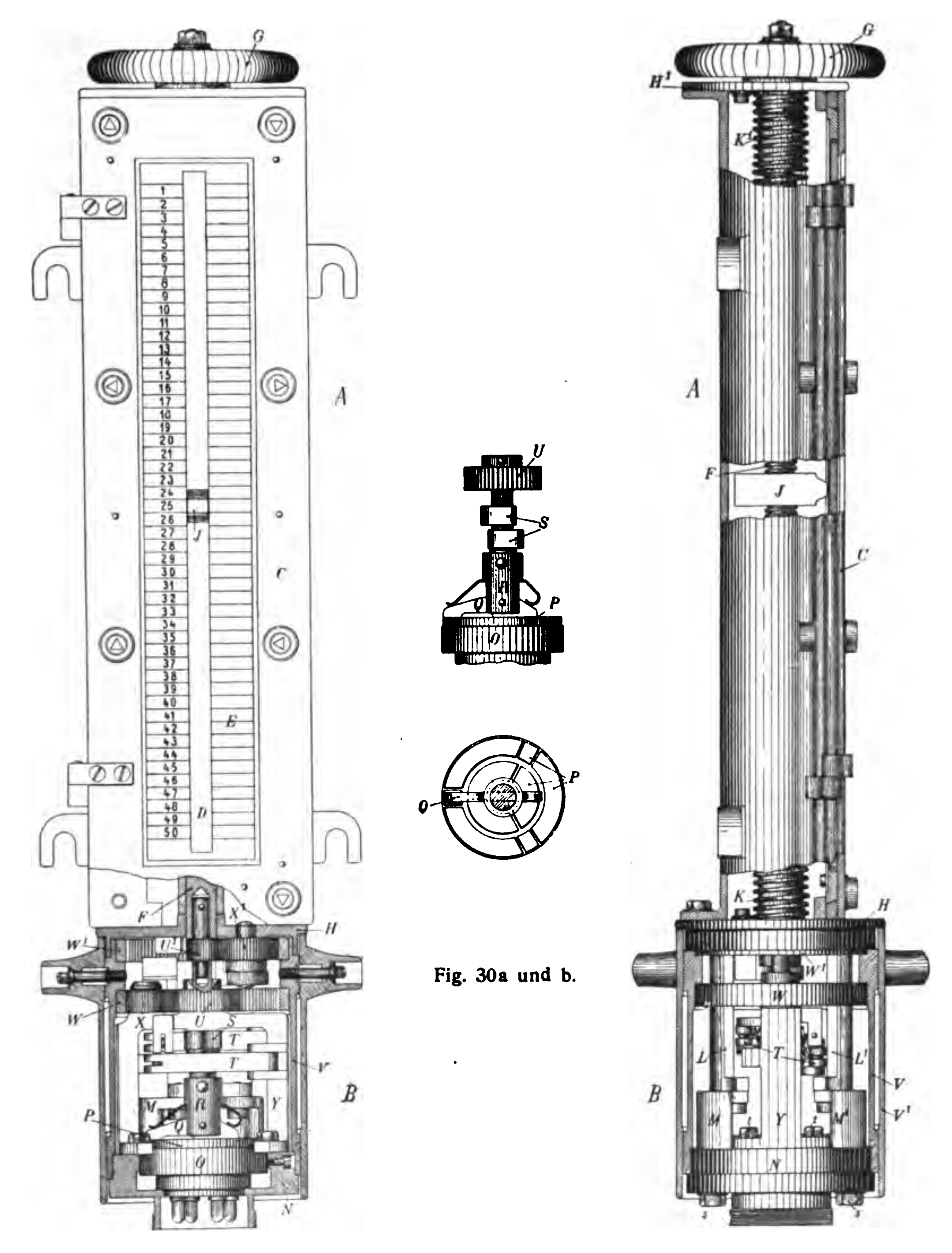


Fig. 30a und b.

Fig. 29a.

Fig. 29b.

Entsprechend der Bewegung des Empfängers musste auch der Geber eine senkrechte Einstellung besitzen. Diese musste mit der rotirenden des Kommutators, welcher mit dem Handknaggenrade V^1 verbunden ist, vereinigt werden, was auf folgende Weise ausgeführt wurde:

Das cylinderförmige Gehäuse besteht aus zwei Theilen, einem oberen A für die Anzeigevorrichtung und einem unteren B von etwas grösserem Durchmesser, welcher zur Aufnahme des Kontaktwerkes dient. Der obere Theil ist vorn abgeflacht und trägt einen mit einem starken Schutzglase versehenen, wasserdicht schliessenden Deckel C, der in Charnieren beweglich ist und mittels 8 Dreikantschrauben mit dem Gehäuse verbunden wird. Hinter dem Schutzglase ist am Deckel die Skala E befestigt, welche in der Mitte der Länge nach einen Schlitz D hat, in dem sich eine Marke oder ein Zeiger J auf- und abwärts bewegen kann. Auf den einzelnen Skalenfeldern sind die Befehle aufgetragen.

Im Innern des Gehäuses A ist der Länge nach eine Spindel F angebracht. Diese läuft oben in einem wasserdichten Lager und trägt ausserhalb des Gehäuses ein Schwungrad G. Das untere Lager befindet sich in dem Deckel H, an den sich das untere Gehäuse anschliesst. Die Spindel F ragt in den unteren Theil B des Apparates hinein und steht hier mit einem Triebrade in Verbindung.

Auf der Spindel F ist eine Mutter J angebracht, die an ihrem einen Ende die Marke trägt, welche im Schlitze der Skala sichtbar ist. Das andere Ende von J bewegt sich in einer Führung, welche parallel zur Spindel im Gehäuse angebracht ist, wodurch bei Drehen von F ein Auf- und Abwärtsbewegen der Mutter erzielt wird. An den beiden Enden der Spindel sind Spiralfedern K und K^1 befestigt, welche als federnder Anschlag für die Mutter in den beiden Grenzlagen dienen und ein zu weites Verstellen derselben nach oben oder unten verhindern.

Da die Apparate je nach ihrem Zwecke mit verschiedenen Skalen versehen sind, so müssen natürlich auch die Spindeln verschiedene Steigung besitzen.

Der untere Theil B des Gehäuses enthält den Kontaktgeber und die Verbindung desselben mit der Spindel. An dem Deckel H sind zwei Ansätze L, L^1 angebracht, an deren Ende je ein Bock M, M^1 angeschraubt ist. Diese Böcke dienen zur Befestigung des Bodens N, auf dem sich das Kontaktwerk befindet; centrisch in N ist eine Hartgummiplatte O (Fig. 30a) eingelassen, auf welcher in zwei koncentrischen Ringen 2×3 Kontaktsegmente P

angeordnet sind (Fig. 30b). Die äusseren drei Kontakte stehen unter sich in leitender Verbindung, während die inneren von einander isolirt sind. Auf den Segmenten P schleift ein ungleicharmiger Hebel Q, welcher an einer Achse R befestigt ist und durch eine Feder gegen die Kontaktsegmente gedrückt wird; der kürzere Hebelsarm schleift auf dem inneren, der längere auf dem äusseren Ringe, sodass auf diese Weise eine Verbindung zwischen beiden hergestellt ist.



Fig. 31.

In der Ruhestellung werden die Apparate nicht von Strom durchflossen; der Schleifhebel kommt dann auf einem der stromlosen Ruhekontakte zu liegen, welche zwischen den äusseren Kontaktsegmenten vorgesehen sind. Um nun ein leichtes und sicheres Einstellen des Kontakthebels zu bewirken, ist auf der Achse R ein Excenterpaar S angebracht, auf welches zwei unter starkem Federdruck stehende Hebel T derart wirken, dass sich die Achse R mit dem Schleifhebel Q selbstthätig in die Ruhelage einstellt, wodurch die Stromzuführung unterbrochen ist.

Das obere Ende der Achse R trägt ein Zahnrad U. Die Bethätigung des Kontaktgebers geschieht folgendermassen. Zwischen dem Deckel H und der Grundplatte N ist ein Cylinder V drehbar angeordnet. Im Inneren dieses Cylinders sind zwei Zahnkränze W W^1 übereinander angebracht, von denen der untere W mittels eines Uebertragungsrades X mit dem auf der Achse R befindlichen Zahnrad U in Verbindung steht, während der obere Zahnkranz W^1 ebenfalls mittels Uebertragungsrades X^1 mit dem Zahntrieb U^1 der Spindel

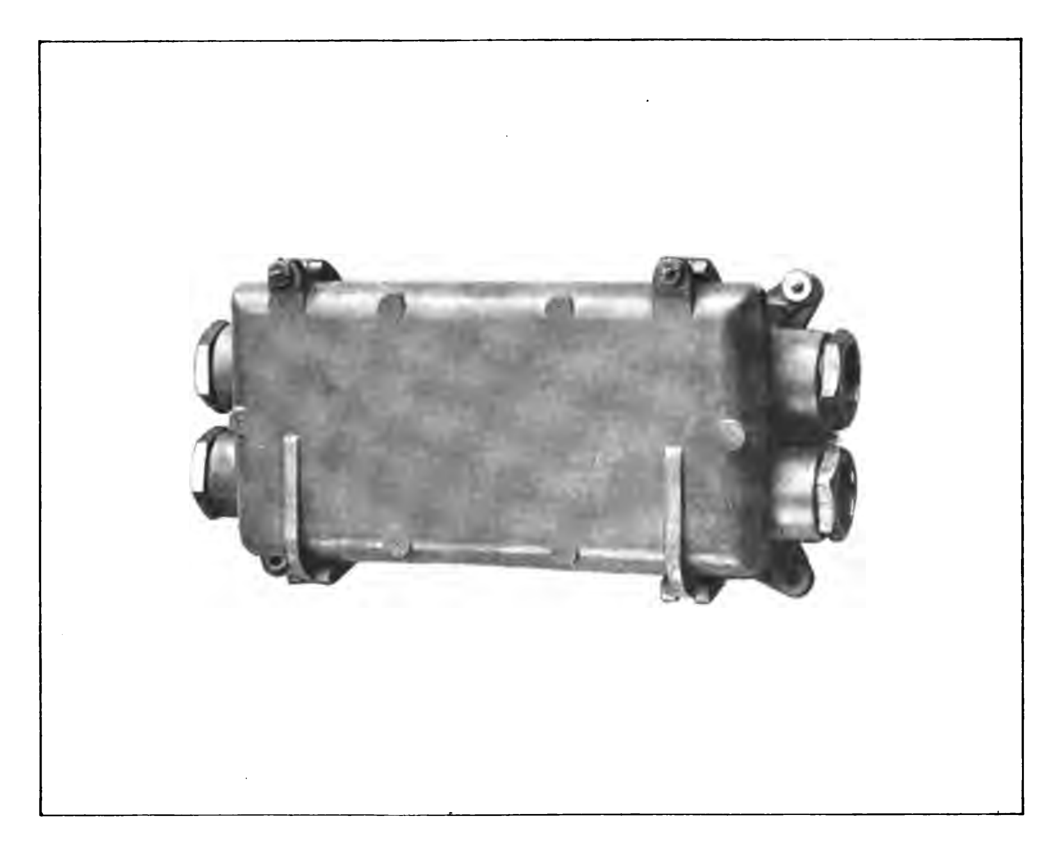


Fig. 32.

gekuppelt ist, sodass sich beim Drehen des Cylinders sowohl die Achse R als auch die Spindel F bewegt.

Ueber den Cylinder V ist ein zweiter V^1 gepasst; dieser ist mit Handgriffen versehen und dient gleichzeitig als Schutzmantel sowie als Handhabe zur Bethätigung des Cylinders V; beide Cylinder sind durch 4 Dreikantschrauben mit einander verbunden.

Diese Artillerietelegraphen werden nun in der verschiedensten Art mit einander geschaltet, und gerade bei der Anpassung an die verschiedensten

Aufgaben zeigt sich die Beweglichkeit des ganzen Systems. Doch sind dies artilleristische Interna, die uns hier nicht weiter beschäftigen.

Interessant dürften jedoch noch einige konstruktive Details der Leitungsführung sein. Es waren keine kleinen Schwierigkeiten zu überwinden, ehe es gelang, die Abschaltung und Umschaltung der manchmal 30 aderigen armirten

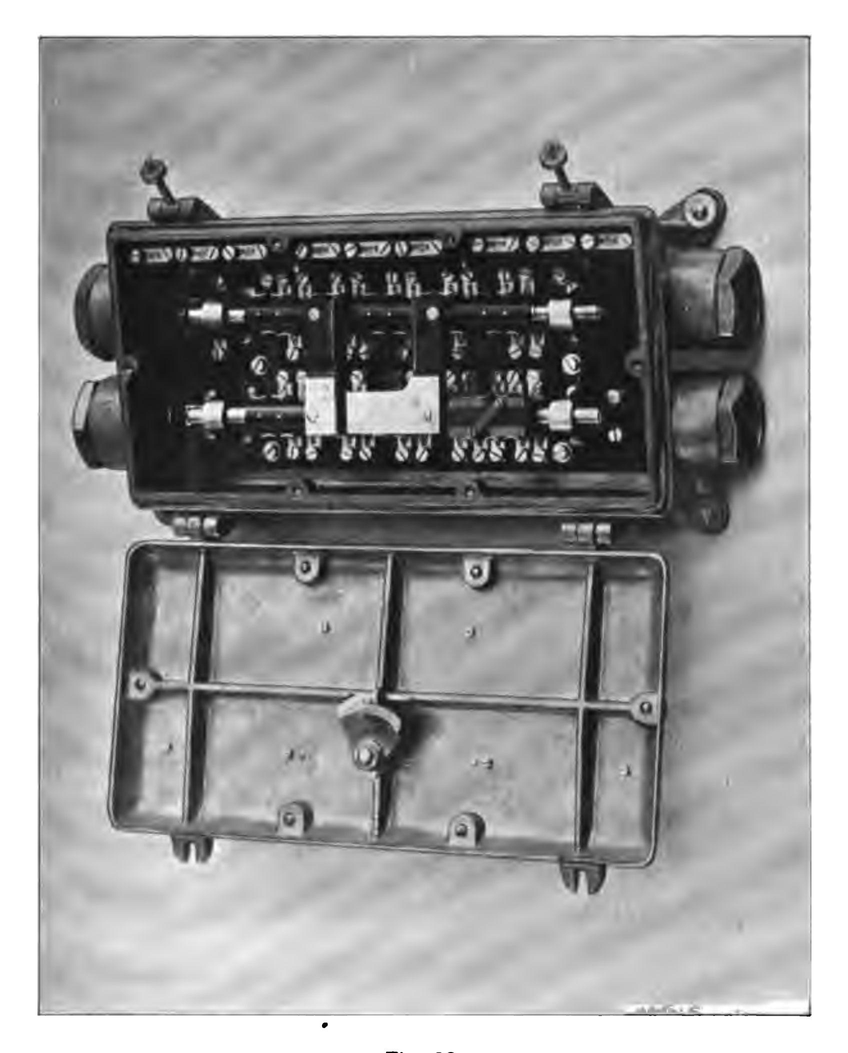


Fig. 33.

Kabel zu bewirken. Fig. 31 und 32 zeigen derartige wasserdichte Kabelkasten für Kabel von vielen Leitungen, Fig. 33 und 34 die Kasten zum Aus- bezw. Umschalten ganzer Leitungsanlagen.

Als letzten dieser Apparatgruppe möchte ich den Torpedosignalgeber erklären.

Der Torpedosignalgeber dient bekanntlich zur Uebermittelung von Sig-

nalen im Verkehr zwischen dem Kommandothurm und den Torpedofüllstellen. Eine Anlage besteht im einfachsten Falle aus zwei gleichen Apparaten, einem Geber und einem Empfänger (Fig. 35 und 36).

Die Befehle sind auf einer Skala aufgetragen, über welcher sich in vertikaler Richtung eine Zeigerspitze bewegen lässt; diese ist an einem hinter der Skala oben und unten über Rollen laufenden Bande ohne Ende befestigt, welches durch den bekannten Sechsrollenmotor in gleicher Weise wie bei den Artillerietelegraphen bewegt wird.

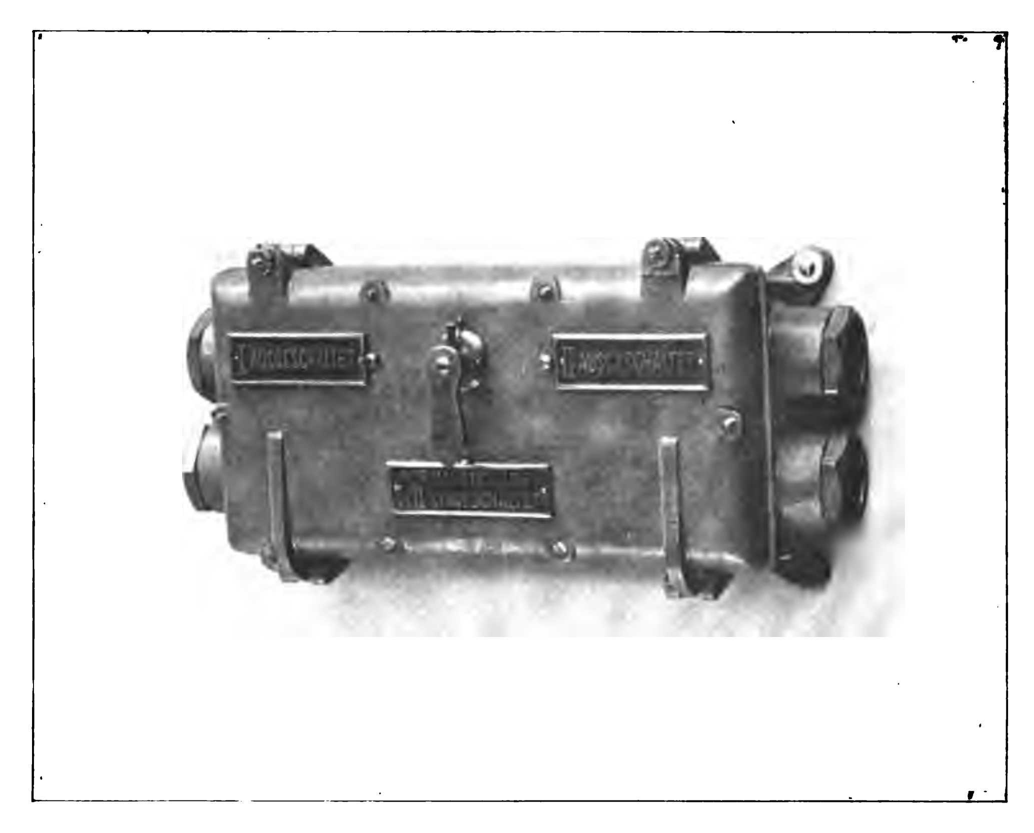


Fig. 34.

Die Befehlsgabe geschieht durch Drehen einer Kurbel wie bei den Kesseltelegraphen. Zur Einstellung des Apparates dient eine zweite, an einem endlosen Metallbande angebrachte Zeigerspitze, welche mit diesem Bande beim Drehen der Kurbel bewegt wird.

Soll ein Signal gegeben werden, so ist durch Drehen der Kurbel die mechanisch bewegte Zeigerspitze auf das betreffende Skalenfeld zu stellen; dadurch wird gleichzeitig der durch den Motor bewegte Zeiger des korrespondirenden Apparates sich auf das gleiche Kommando einstellen. Am

Empfangsapparat wird jetzt zur Rückmeldung des übermittelten Befehles durch Drehen der Kurbel der Stellzeiger mit dem elektrisch bewegten Zeiger in Uebereinstimmung gebracht, womit sich auch die Angaben des elektrisch bewegten Zeigers am ersten Apparate mit denjenigen des mechanisch be-



Fig. 35.



Fig. 36.

wegten decken. Der Befehlgebende hat hierdurch eine Kontrolle, dass das Signal richtig übermittelt wurde.

Der vorn am Apparat angebrachte Hebel dient zur Bethätigung des Abfeuerapparates; durch Niederdrücken dieses Hebels wird im Inneren des Apparates ein Kontakt geschlossen; gleichzeitig wird auch der Zeiger ohne

Bewegen der Kurbel von dem vorletzten Skalenfelde auf das letzte mit dem Kommando „Los“ gebracht. Der Hebel ist mit einer Sperrung derart verbunden, dass ein Niederdrücken und damit eine Kontaktgabe erst erfolgen kann, nachdem alle vorhergehenden Kommandos bis zum Signal „ist fertig“ der Reihe nach erledigt wurden.

Im Ruhezustande stehen beide Zeiger des Apparates auf dem weissen Felde der Skala, dem sogenannten Nullfelde. Der Verkehr gestaltet sich folgendermassen: Die Kommandostelle giebt das Kommando „Füllen“, die Füllstelle quittirt den Empfang durch Rückmeldung wie bereits erwähnt; danach giebt diese das Signal „ist gefüllt“ und die Kommandostelle quittirt ihrerseits; hierauf giebt diese „Fertig“, die Füllstelle quittirt; dann folgt schliesslich das Signal „ist fertig“ seitens der Füllstelle und die Kommandostelle quittirt. Mit diesem Signal wird die Sperrung für den Hebel aufgehoben und das letzte Signal „Los“ wird durch Niederdrücken des Hebels gegeben, womit gleichzeitig der Schuss abgefeuert wird.

Dieser Apparat ist der erste von den hier vorgeführten, bei welchem ausser einer optisch-elektrischen auch eine akustisch-elektrische Vorrichtung angebracht ist.

Ausser den erwähnten Kommandoelementen ist für den mündlichen Verkehr zwischen Kommandothurm und Füllstelle noch ein Mikrophon und Telephon für starke Lautwirkung oben in dem Gehäuse des Apparates untergebracht; doch hiervon später.

Sämmtliche Theile sind in einem wasserdicht schliessenden Metallgehäuse eingebaut, dessen Vorderwand in Charnieren beweglich ist und durch Dreikantschrauben geschlossen wird; ein zwischengelegter Dichtungsring verhindert das Eindringen von Feuchtigkeit. Der Sechsrollenmotor, die Bandrollenlager, Skala und Grundplatte des Stromgebers sind am Boden des Gehäuses befestigt. Die Schleifbrücke des Stromgebers mit dem Kurbelantrieb und der Lagerung der mechanisch bewegten Bänder, Hebelkontakt sowie Mikrophon und Telephon sind in der Vorderwand des Gehäuses angebracht. Der Ausschnitt für die Skala wird durch eine kräftige Glasscheibe geschlossen. In jeder Seitenwand des Gehäuses ist ferner ein kleines Fenster vorgesehen, durch welches sich die Kontaktvorrichtung leicht kontrolliren lässt, ohne dass der Apparat geöffnet zu werden braucht.

Oben auf dem Gehäuse befindet sich ein Stutzen zum Befestigen des Zielapparates.

Das Gehäuse ist auf einem säulenförmigen Freiständer montirt, an

welchem ein wasserdichter Membranwecker befestigt ist; dieser Wecker ertönt bei jeder Befehlsgabe durch einen der beiden Apparate, dient somit gleichzeitig als Anruf und als Kontrolle.

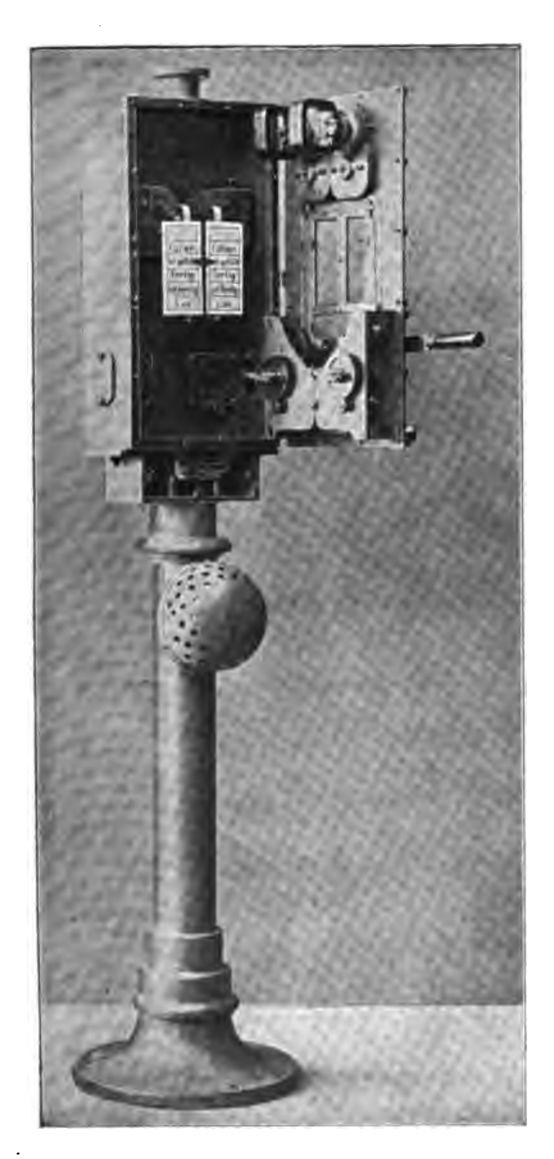


Fig. 37.

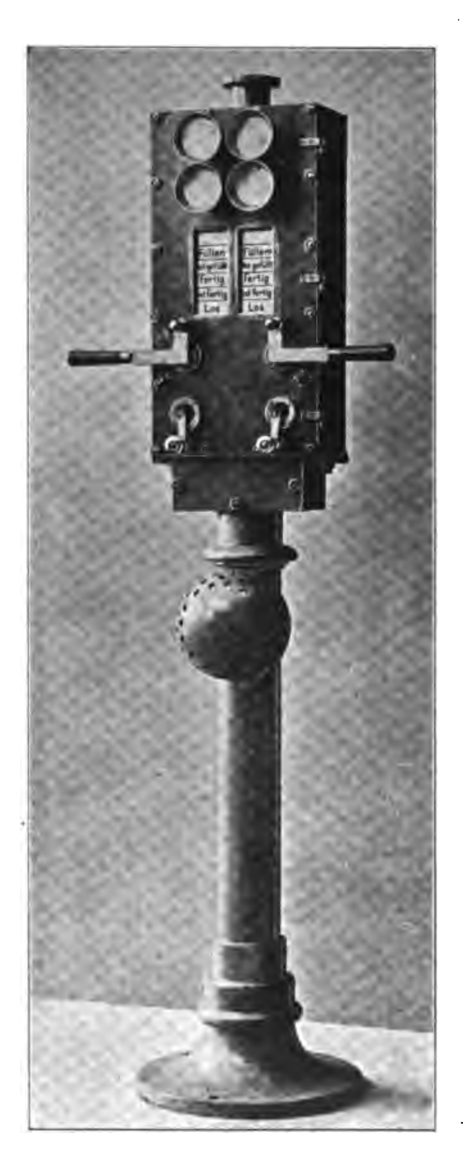


Fig. 38.

In dem Kasten zwischen Gehäuse und Säulenkopf erfolgt der Anschluss der Leitungen, welche durch den Säulenschaft geführt werden; die Verbindung der Leitungen geschieht mittels Steckkontaktes. Der Kasten wird ebenfalls durch einen mittelst Dreikantschrauben gehaltenen Deckel wasserdicht abgeschlossen.

Sämmtliche Theile sind übersichtlich angeordnet und nach Oeffnen des Gehäuses durch Lösen der Dreikantschrauben leicht zugänglich; sie lassen sich erforderlichen Falls ohne Schwierigkeit bequem und schnell herausnehmen und durch Reservetheile ersetzen.

Die Abbildungen (Fig. 37 u. 38) zeigen einen Geberapparat für zwei Empfänger; er besteht aus zwei getrennten Apparaten, welche in einem gemeinsamen Gehäuse eingebaut sind. Die Anordnung der einzelnen Theile ist die gleiche bis auf die von Mikrophon und Telephon, welche hier unter einander liegen, während sie bei dem einfachen Apparat neben einander angebracht sind. Die beiden Theile dieses Gebers arbeiten völlig unabhängig von einander, nur der Wecker ist beiden gemeinsam.

Naturgemäss kann die Anzahl der von einem derartigen Zeigertelegraphen übermittelten Kommandos nur eine beschränkte sein. Deshalb muss man ausser diesen Apparaten noch ein zweites Kommandoelement haben, welches alle Befehle, welcher Art sie auch seien, zu übermitteln gestattet. Bisher hatte man dieses Element in dem Sprachrohre gefunden; dasselbe reichte aber, wie ich auch schon erwähnt habe, nicht mehr aus. Auch noch andere Umstände kamen hinzu, welche den Gebrauch des Sprachrohres sehr einschränkten. Der Kommandostellen, welche bei einem modernen Panzer eines Sprachrohres bedürfen, sind so viele, dass es kaum mehr angängig war, dieselben in den Kommandothurm einzuführen. Ferner wurden durch die Sprachrohre, welche, wenn sie einigermassen wirksam sein sollen, sehr grossen Durchmesser besitzen müssen, die wasserdichten Schotten durchbrochen. Wenn man auch an den Enden der Sprachrohre Hähne anbrachte, welche dieselben schliessen können, so wurde dadurch doch die Wasserdichtigkeit der Schotten bis zum gewissen Grade gefährdet.

Auch hierfür wusste die Elektrotechnik Rath zu schaffen, indem sie den Lautfernsprecher der Marine zur Verfügung stellte.

Hierbei waren grosse Schwierigkeiten zu überwinden, ehe Apparate geschaffen waren, welche für Bordzwecke genügten, so einfach die Frage für den ersten Blick auch aussah. Ich will Sie aber mit diesem mühseligen Wege verschonen und Ihnen die Apparate in der Form vorführen, wie sie allmählich entstanden ist.

Fig. 39 zeigt einen solchen Lautfernsprecher geschlossen, Fig. 40 geöffnet.

Die wesentlichen Bestandtheile bilden das Mikrophon und die beiden seitlichen Telephone. Das besonders zu diesem Zwecke konstruirte Mikrophon

ist innerhalb des wasserdicht abschliessenden Gehäuses an der abklappbaren Vorderwand befestigt und mit biegsamen Drähten mit den Theilen im Gehäuse verbunden. Die Einsprache, durch die Aufschrift „Sprachrohr“ gekennzeichnet, wird aus einem Trichter gebildet, dessen Boden zum Schutze des

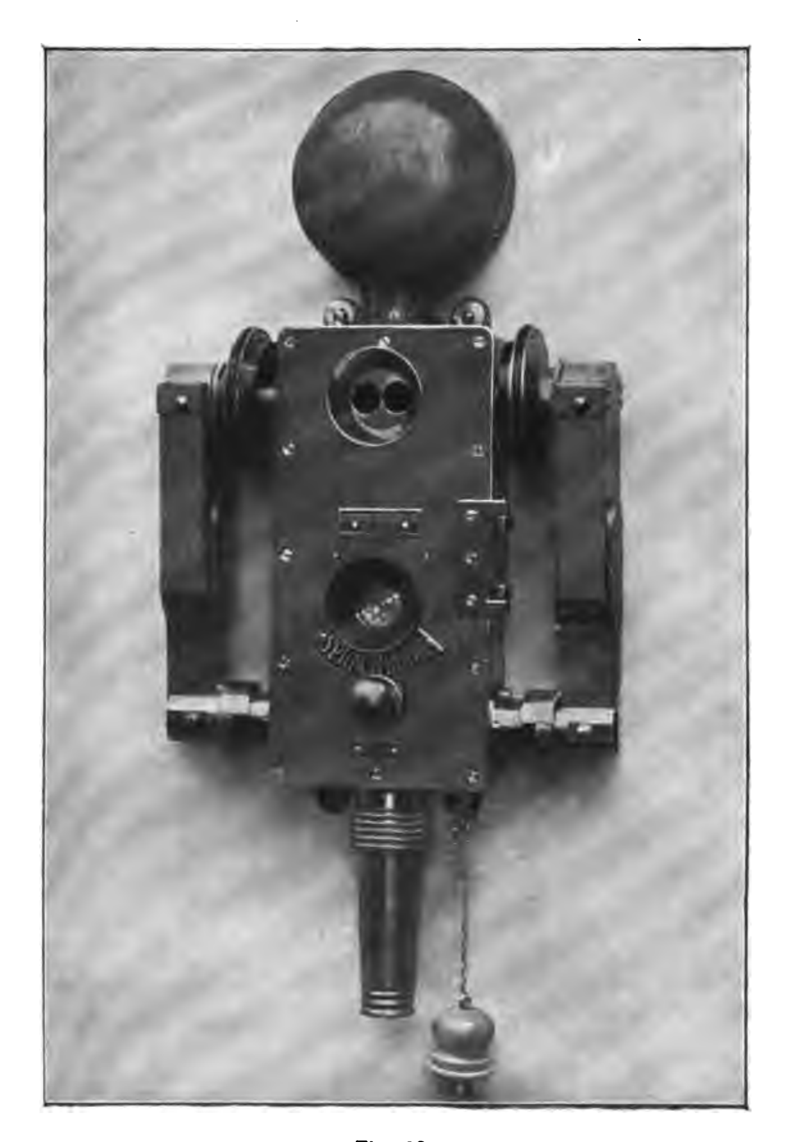


Fig. 39.

Mikrophons durch ein kräftiges Sieb gebildet wird. Die beiden seitlichen Telephone sind, um zwei Achsen beweglich, abklappbar, liegen aber gewöhnlich mit ihren Schallöffnungen an zwei seitlich offenen Rohren an, die sich in dem an der Vorderseite befindlichen Schalltrichter vereinigen. Die Sprache

tritt also, in den beiden Telephonen erregt, durch diesen Schalltrichter nach vorne aus. Sobald jedoch sehr starke Geräusche auftreten, wie beim Gefecht, oder in den Maschinen- und Kesselräumen, kann man die beiden Telephone nach vorne



Fig. 40.

bis an einen festen Anschlag abklappen, mit dem Kopfe dazwischen treten und dieselben fest an die Ohren anlegen, wodurch fremde Geräusche vollständig abgeschnitten werden. Gleichzeitig liegt die Mikrophon-Einsprache bequem zum Mund. Der Anruf geschieht mittels Membranweckers, welcher durch einen wasserdichten Druckknopf bethätigt wird. Die Verbindung mit

den armirten Kabeln geschieht mittelst Normalsteckanschlüssen, sodass bei Havarien die Apparate sofort ausgewechselt werden können.

Auch die Frage der Stromquelle für die Lautfernsprecher musste gelöst werden. Fig. 41 zeigt einen Apparat, welcher an die gewöhnliche Starkstromlichtleitung angeschlossen wird und deren Spannung auf die für die Lautfernsprecher nöthige Spannung reducirt. Dabei ist gleichzeitig von der Eigenschaft der Selbstinduktion, störende Nebengeräusche zu vermeiden, Gebrauch gemacht.

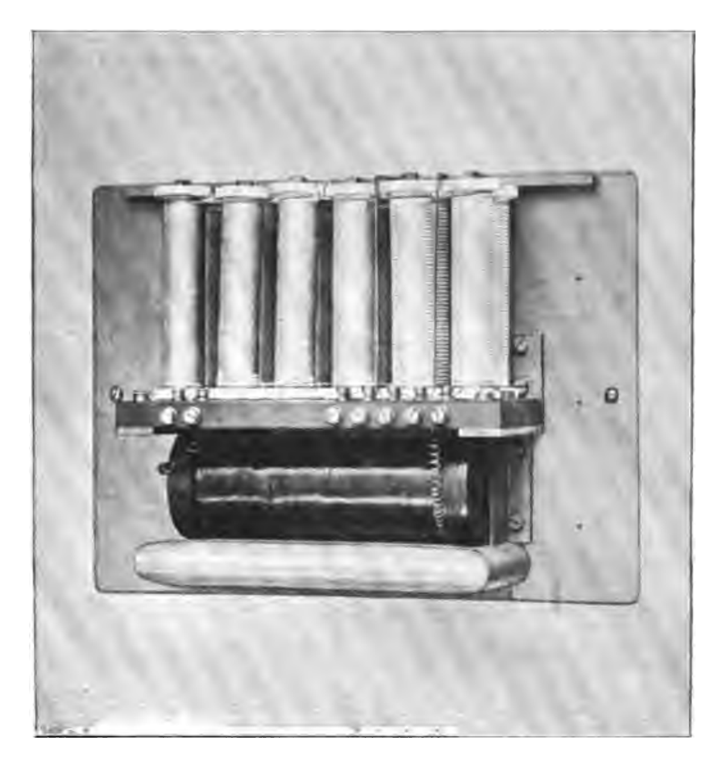


Fig. 41.

Solche Stationen sprechen nun so laut, dass sie dem Sprachrohre in den meisten Fällen weit überlegen sind. Sie werden gewöhnlich zu je zweien mit einander verbunden, sodass dann jede als Geber und Empfänger dient.

Aber noch eine andere, sehr werthvolle Eigenschaft haben diese Lautfernsprecher. Mittelst derselben kann man nämlich von einem Punkte aus an viele Stellen gleichzeitig Kommandos übermitteln. Einen derartigen Apparat zeigen die Fig. 42 und 43. In demselben sind in der gemeinsamen Einsprache e 5 Mikrophone c und in f 5 Telephone d vereinigt. Die 5 Mikrophone sind mit den Telephonen von fünf Stationen (wie Fig. 39) verbunden, während die fünf Telephone d mit den Mikrophonen dieser Stationen ver-

bunden sind. Wenn also in h hineingesprochen wird, so hören dies die sämmtlichen Stationen, während in g alles gehört werden kann, was in den einzelnen Stationen hineingesprochen wird. Die winkelige Form des Apparates gestattet gleichzeitig bequem zu hören und zu sprechen.



Fig. 42.

Durch fünf Druckknöpfe l können die einzelnen Stationen wahlweise angerufen werden, während der Membranwecker m nur die Anrufe von den Unterstationen vermittelt. Auch hier ist die Verbindung der Leitungen mit dem Apparat vermittelst eines Normalsteckanschlusses n ausgeführt. Der Apparat kann sowohl fest aufgestellt, als auch auf ein Stativ gesetzt werden, um ihn an einen beliebigen Ort bringen zu können.

Man kann auch durch Einschaltung von besonderen Druckknöpfen bewirken, dass nur eine bestimmte Station die Sprache vernimmt und durch einen Generaldruckknopf alle Stationen.



Fig. 43.

Von ebenso grosser Wichtigkeit wie die Verständigung innerhalb eines Schiffes ist selbstverständlich die von Schiff zu Schiff oder von Schiff zu Land.

Bekanntlich wird seit langer Zeit schon mit Vortheil hierzu das elektrische Licht benutzt, und zwar hatte man zwei wesentlich verschiedene Formen des Signalisirens, das Blitzlicht- und das Laternensignal-System.

Bei dem Blitzlichtsystem bestehen die einzelnen Elemente, aus denen die Zeichen zusammengesetzt werden, aus langen und kurzen Blitzen, die entweder durch den Scheinwerfer oder durch Glühlampen erzeugt werden.

Das System hat den Nachtheil, dass die ganzen aus kurzen und langen Lichtzeiten kombinirten Signale auf einmal gegeben werden müssen, da nur dann der Unterschied zwischen kurzen und langen Zeichen deutlich hervortritt. Deshalb kann sich der Signalisirende niemals vergewissern, ob während der Signalgebung das Signal auch von allen Seiten aufgefasst ist. Eine Wiederholung kann nur von ganzen Zeichen erfolgen, und wenn Fehler auftreten, müssen die ganzen Signale wiederholt werden. Wenn nach mehreren Stellen signalisirt wird, so muss die Quittung der Signale von den einzelnen Stellen nacheinander gegeben werden, wenn eine Person dieselbe empfangen soll. Deshalb erfordert diese Form der Signalgebung sehr viel Zeit und ein besonders gut geschultes Personal.

Die zweite Art der Signalgebung, die des Laternensystems, ist von der Zeitdauer der Signale unabhängig, sie arbeitet mit Lichterkombinationen von weissen und rothen Laternen. Es können also die Signale so lange bestehen bleiben, bis sie von allen Stellen verstanden und quittirt sind. Von diesen Laternen wurden bis jetzt drei übereinander an einer Leine angebracht, und da denselben nun kein allzu grosser Abstand gegeben werden kann, verschwimmen die Lichter in einer Entfernung von 3 bis 4 Seemeilen ineinander, sodass man mit diesen Apparaten auf grössere Entfernungen nicht signalisiren kann. Auch können diese Laternen von den Masten u. s. w. verdeckt werden, sodass es nicht möglich ist, die Signale über den ganzen Horizont gleichzeitig sichtbar zu machen.

Mit dem Fern-Nachtsignal-Apparat von Sellner gelangt bereits seit längerer Zeit bei der österreichischen Marine ein Signalapparat zur Anwendung, durch welchen die Signalisirung auf Schiffen wesentlich vereinfacht und vervollkommnet, sowie ein schneller gegenseitiger Verkehr ermöglicht wurde. Sellner's Signalisirungs-Methode beruht in ihrer heutigen Durchbildung auf dem Grundgedanken, die Anzahl der von einer Laterne erzeugbaren Lichtqualitäten zu vermehren, die nur weisses und rothes Licht waren, und dabei die anderen, schlecht sichtbaren Farben zu vermeiden. Hierdurch braucht er natürlich, um dieselben Kombinationen zu erreichen, weniger Laternen, die er dann so weit aus einander stellen kann, dass sie auf 12 bis 14 Seemeilen noch gesehen werden können. Er bewirkt dies in der Weise,

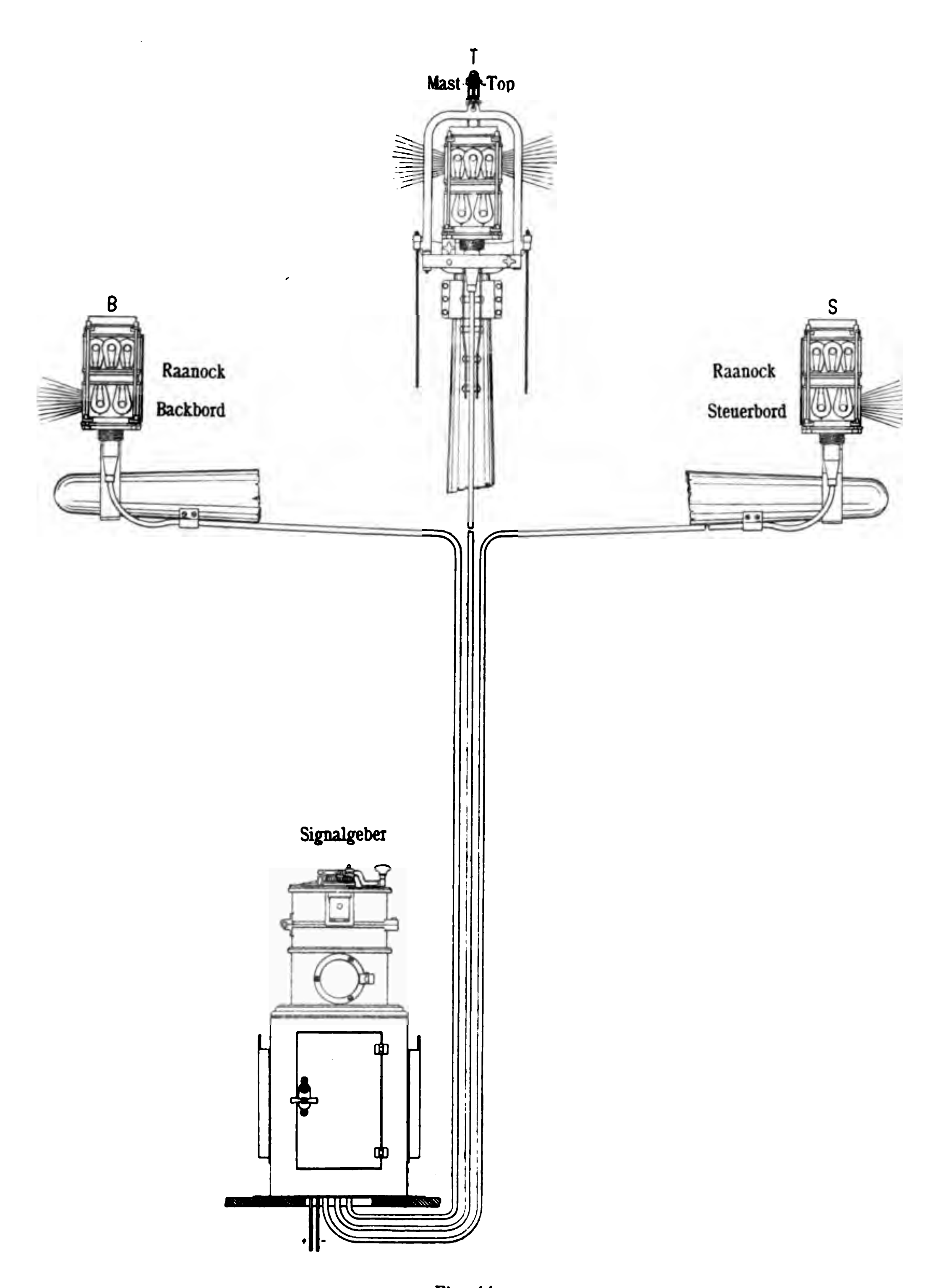

T
Mast Top
B
Raanock
Backbord
S
Raanock
Steuerbord
Signalgeber

Fig. 44.

dass die beiden Lichtquellen durch Vermittelung eines Signalgebers entweder dauernd, intermittirend oder abwechselnd zum Leuchten gelangen, sodass mittelst einer Signallaterne fünf Grundsignale abgegeben werden können, nämlich:

1. weisses festes Licht,
2. rothes festes Licht,
3. weisser Blitz,
4. rother Blitz,
5. roth-weisser Blitz.



Fig. 45.

Damit nun diese zwei Laternen unter allen Umständen sichtbar bleiben, hat Sellner eine derselben durch zwei ersetzt, die immer die gleichen Signale geben.

Die Anordnung der drei Laternen, von denen eine am Top des höchsten Mastes, und je eine in gleicher Höhe an den Nocken einer Raa angebracht ist, zeigt Fig. 44. Die Laternen sind so befestigt, dass die Signale der Toplaterne T im vollen Umkreise, und diejenigen der beiden Raalaternen S und B über Steuerbord bezw. über Backbord sichtbar sind.

Für die gegenseitige Verständigung wären eigentlich nur zwei in verschiedener Höhe angebrachte Laternen erforderlich, mit denen sich durch Kombination der fünf Grundsignale dreissig verschiedene feststehende Signale übermitteln lassen. Zwei Raalaternen wurden deshalb vorgesehen, um die Signale in gleicher Weise nach der Steuerbord- bezw. Backbordseite vollständig sichtbar zu machen. Für die Signalgabe sind also diese beiden Laternen, welche stets gleichzeitig aufleuchten, nur als ein Licht zu betrachten.

Diese Anordnungsweise der drei Laternen gestattet aber ausserdem eine genaue Kennzeichnung der Position des signalisirenden Schiffes, denn der

Beobachter kann, wie leicht einzusehen ist, aus der Stellung der drei Laternen zu einander auf die Lage des Schiffes schliessen, wenn er das Aufleuchten einer oder beider Raalaternen berücksichtigt. Zur genaueren Positionserkennung sind an den Raalaternen Blendschirme angebracht, welche einen Quadranten beider Laterngläser nach der Kiellinie zu verdecken. Auf diese Weise wird z. B. ein in der Kielrichtung des Schiffes vorn oder hinten befindlicher Beobachter alle drei Laternen erblicken, welche ein gleich-



Fig. 46.

Fig. 47.

schenkliges Dreieck bilden, während er auf 90° zur Kielrichtung zwei Laternen senkrecht übereinander erblickt; weiter werden in anderer Richtung die Laternen als schiefwinkeliges Dreieck erscheinen u. s. f. Sollen die Signale nur in einer Richtung sichtbar sein, so können alle drei Laternen entsprechend abgeblendet werden.

Die Laterne (Fig. 45—47) hat cylindrische Form; sie enthält zwei Gruppen von je 4 Glühlampen. Die untere Hälfte des Laternenglases ist

weiss, die obere roth. Die Lampen sind leicht zugänglich, indem das in vier Führungen gehaltene Glas nach oben geschoben und durch die Schraube T in dieser Lage gehalten wird (Fig. 45). Die Stromzuführung erfolgt mittelst flexiblen Kabels, der Anschluss des Kabels durch den Steckkontakt. Fig. 47 zeigt die Laterne mit aufgesetzter Blende.



Fig. 48.

Der vertikale Abstand zwischen Toplaterne und den beiden Raalaternen soll, wie die Erfahrung gezeigt hat, 10 m betragen; die Höhe der beiden Raalaternen ist dabei 10 m über Wasserspiegel anzunehmen. Bei Innehaltung dieser Maasse ist es möglich, die Signale auf 12—14 Seemeilen sichtbar zu machen.

Zur Hervorbringung der Signale in den Laternen dient der Signalgeber

(Fig. 48 und 49), welcher an einem Orte aufgestellt wird, der einen möglichst freien Ausblick gestattet, z. B. auf der Kommandobrücke.

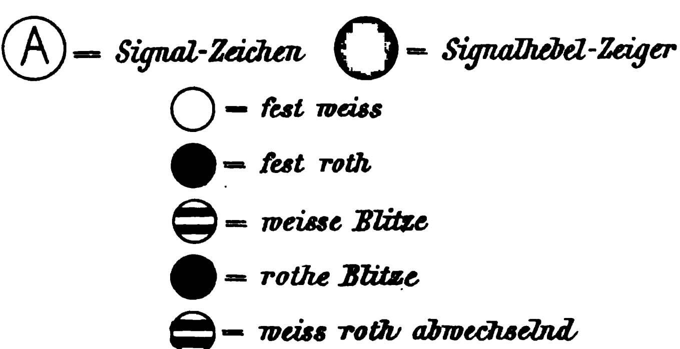
Die Signale sind auf einer im Deckel angebrachten Signaltafel Fig. 50 verzeichnet. Die Skala ist transparent und wird von innen durch zwei Glüh-



Fig. 49.

lampen L erleuchtet (Fig. 49). (Die Signale auf Fig. 50 sind nur beispielsweise mit den Buchstaben des internationalen See-Signalkodex bezeichnet.) Ueber dieser Tafel dreht sich der Hebel H (Fig. 48), welcher zur Einstellung mit einem grün verglasten Zeiger verbunden ist. Durch Niederdrücken des Hebels H wird das Signal gegeben, welches so lange sichtbar bleibt, als der

Signaltafel.



Signalbezeichnung beispielsweise nach internationalem Signalkodex.

Fig. 50.

Hebel eingeschaltet, d. h. niedergedrückt ist. Durch den Hebel wird im Inneren des Apparates der Schalter S bethätigt, welcher die verschiedenen Schaltungen bewirkt. Für festes weisses oder rothes Licht wird der Signalstrom durch selbstthätige Schalter (Relais) dauernd eingeschaltet; für intermittirendes oder wechselndes weisses oder rothes Licht wird der Strom über einen automatisch wirkenden Unterbrecher U geleitet (Fig. 49).

Gleichzeitig mit der Abgabe des Signales wird durch den Hebel H auf mechanischem Wege eine Registrirvorrichtung R bethätigt, welche das dem Signale entsprechende Zeichen nach Oeffnen des Deckels auf einem aus dem Apparate heraustretenden beleuchteten Papierstreifen P mittelst Perforirnadeln aufzeichnet und sofort sichtbar macht. An dem Gehäuse ist ein kleiner Notizblock angebracht, auf welchem die nach dem Signalbuche festgesetzten Zeichen vor der Abgabe niederzuschreiben sind.

Der untere Theil des Apparates nimmt an der Vorderseite die Schalter für die drei Laternen und die zugehörigen Sicherungen, den Hauptschalter zur Verbindung mit der Stromquelle nebst Sicherung sowie die Anschlussklemmen auf. An den übrigen drei Seiten sind Widerstände (Glühlampen) angebracht.

Sämmtliche Theile des Apparates sind schnell und leicht zugänglich und, soweit erforderlich, wasserdicht abgeschlossen. Die Umschalter sowie die Unterbrecher sind in dem Gehäuse durch Steckkontakte angeschlossen und lassen sich nöthigen Falles ohne jedes Lösen von Leitungsverbindungen leicht herausnehmen bezw. auswechseln.

Für den Fall, dass ein bereits eingeführtes Signalsystem nicht aufgegeben, und durch den 3laternigen Sellner-Apparat ersetzt werden soll, sowie wenn eine Masthöhe von etwa 20 m nicht zur Verfügung steht, hat Sellner den eben erwähnten Apparat dahin vereinfacht, dass er nur noch eine Laterne benutzt und nach dem gewöhnlichen Morsesystem arbeitet, ohne die vorhin erwähnten Uebelstände des Blitzlichtsystems mit in den Kauf nehmen zu müssen. Er hat dies dadurch erreicht, dass er statt kurzer und langer Zeichen weisses und rothes Licht einführt, ferner die kleine Pause (nach jedem Buchstaben und jeder Zahl) mit weissen Blitzen, die grosse Pause (nach jedem Wort) mit rothen Blitzen, und Anfang und Ende des ganzen Signals mit weiss-rothen Blitzen bezeichnet. Hierdurch kann jetzt jedes Element eines Zeichens so lange stehen bleiben, bis es überall richtig aufgefasst und quittirt ist, und dadurch wird die Raschheit und Sicherheit des Signalisirens ungemein gefördert. Sichtbar sind die Signale

Signaltafel.

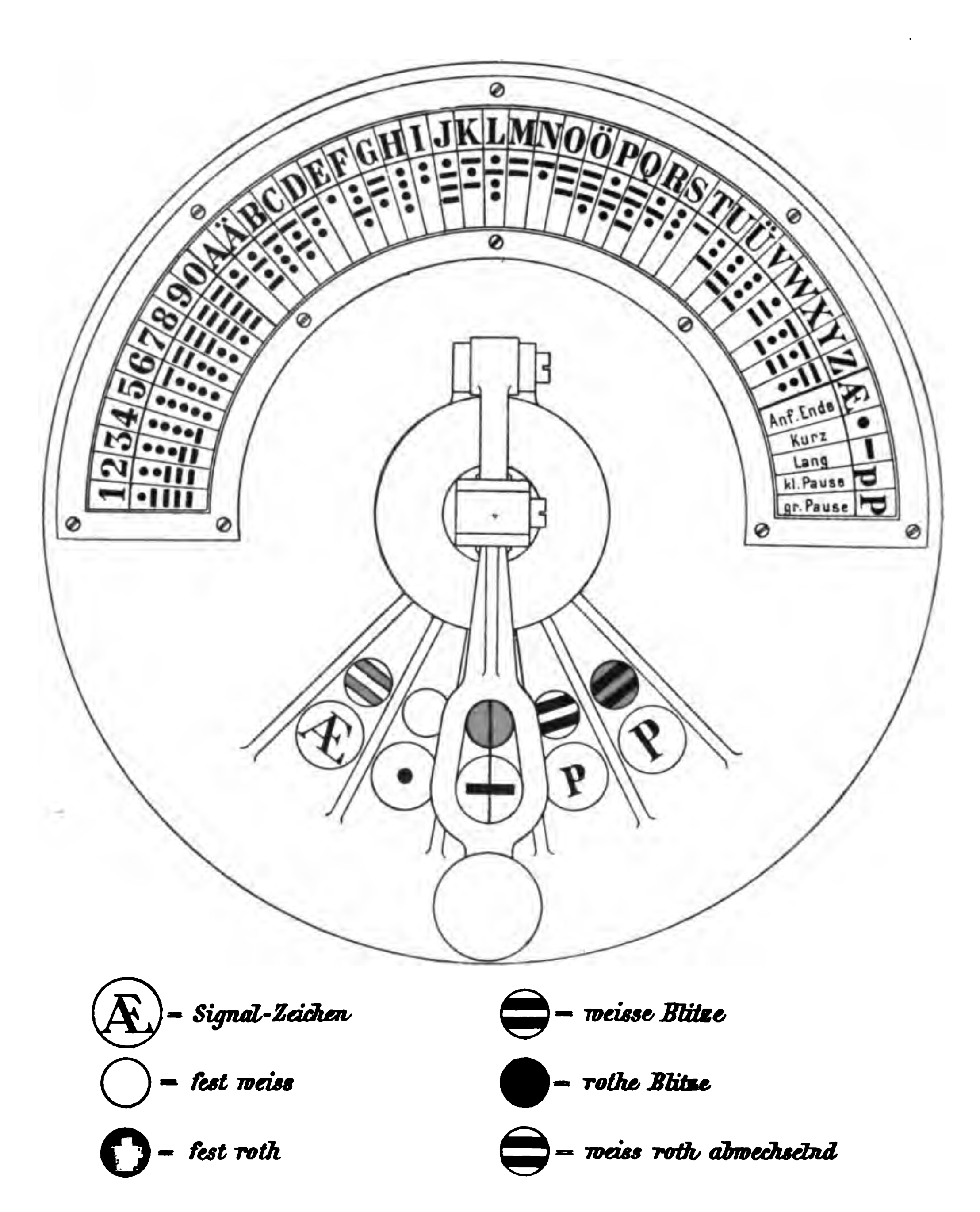


Fig. 51.

bis auf 14 Seemeilen und zwar über den ganzen Horizont. Fig. 51 zeigt die Skala dieses Apparates, während die Figuren 52 bis 54 den Apparat selbst darstellen.

Da dieser Apparat die in jedem Signalbuche vorkommenden Morsezeichen verwendet, eignet er sich für jedes Signalbuch.



Fig. 52.

Die Anordnung der Theile entspricht derjenigen beim dreilaternigen Apparate und ist nach dem Gesagten aus den Abbildungen ohne weiteres verständlich. Fig. 53 lässt besonders deutlich die Registrirvorrichtung R mit den Perforirnadeln erkennen.

Die Laterne wird in gleicher Weise wie die Toplaterne beim dreilaternigen Apparate befestigt und ist nach allen Richtungen sichtbar.

Der Verkehr zwischen zwei gleichartigen Stationen mit drei Laternen

würde sich z. B. kurz wie folgt abwickeln: Die zu übermittelnden Signale sind im Signalbuche aufzusuchen und die entsprechenden Zeichen auf dem am Apparate angebrachten Notizblocke niederzuschreiben. Nachdem die Schalter im Untertheile des Apparates geschlossen sind und die Arretirung des Hebels



Fig. 53.

gelöst ist, wird der grün verglaste Zeiger zunächst auf das Signal A-E der Skala eingestellt; darauf wird der Hebel niedergedrückt, wodurch an den Laternen das entsprechende Signal aufleuchtet; dieses ist solange sichtbar zu lassen, bis der Empfänger das Zeichen als Antwort wiederholt; hiernach ist durch Heben des Signalhebels das Signal abzustellen, wodurch auch gleichzeitig das ihm zukommende Zeichen auf dem Papierstreifen registrirt

und sichtbar wird. In gleicher Weise erfolgt die Abgabe der übrigen Signale; zuletzt ist wieder das Zeichen A-E zu geben.

Dadurch, dass der Empfänger das übermittelte Signal wiederholt, werden die Signale auch auf dem Streifen seines Apparates niedergeschrieben, sodass er nach Schluss der Signalabgabe den Streifen nur abzutrennen hat, um die Bedeutung der Zeichen festzustellen.



Fig. 54.

Aehnlich gestaltet sich der Verkehr zwischen zwei Stationen mit einer Laterne.

Es braucht wohl nicht erst besonders hervorgehoben zu werden, dass auch zwei verschiedene Signalstationen, eine dreilaternige mit einer einlaternigen ohne Weiteres verkehren kann, wenn bei jener nur die Toplaterne eingeschaltet wird.

Eine weitere Ausgestaltung hat der Sellner'sche Signalapparat dadurch erfahren, dass der gleiche Signalgeber, welcher für die Nachtsignalisirung dient, auch zur Bethätigung eines Nebel-Signalapparates (zwei im Tone stark unterschiedene Dampfpfeifen oder Dampfpfeife und Sirene) und eines Tag-Signalapparates (Mastwinker) mit Zugrundelegung der Signalisirungsmethode des einlaternigen Apparates eingerichtet wurde.

Während der Signaldienst bisher bei Tag, bei Nacht und bei Nebel nur bei verschiedenen Systemen und mit verschiedenen Apparaten versehen werden konnte, wird der Sellner'sche Signalapparat den Anforderungen aller Verhältnisse gerecht und darf deshalb wohl ein Universal-Signalapparat im vollen Sinne des Wortes genannt werden.

Kautschuk (Gummi elasticum) im Schiffbau.

Vorgetragen von Ed. Debes.

In den Lehrbüchern der Technologie und der Festigkeitslehre findet man die physikalischen Eigenschaften der Metalle, der Metall-Legirungen und der Hölzer beschrieben.

Der Techniker kann dadurch bei allen Konstruktionen mit gegebenen Zahlen rechnen und sichere Werthe einstellen, die er seinen Konstruktionen zu Grunde legen kann.

Von den heute technisch so wichtig gewordenen, vulkanisirten Kautschukwaaren weiss aber die technische Litteratur nur wenig zu sagen, und die Festigkeitslehre kennt dieselben fast garnicht.

In den elektrotechnischen Werken nennt man einige Zahlen über die gefundenen Widerstände und Isolationen, die aber nicht einwandfrei sind, weil die Zusammensetzung und die Art der Verarbeitung der Kautschukwaaren nicht genau genug angegeben sind.

Inzwischen ist aber eine grosse Reihe vulkanisirter Kautschukartikel für die Technik so unentbehrlich geworden, dass dem Technologen die Aufgabe erwächst, den vulkanisirten Kautschukfabrikaten näher zu treten.

Um nur einige Fabrikate der Kautschukindustrie, welche technisch wichtig geworden, zu nennen, wären zu erwähnen:

1. Die Ballons für die Luftschifffahrt;
2. Schläuche, in welchen Gase oder Flüssigkeiten unter Druck fortgeleitet werden;
3. Pneumatiks für Fahrräder und Automobiles;
4. die Isolatoren für die Leitungen von hochgespannten elektrischen Strömen;
5. die Bekleidungen von Schiffswellen;
6. die Auskleidungen von Rohrleitungen aus Metall.

Es würde über den Rahmen der heutigen Arbeit hinausgehen, wenn ich alle für die Technik wichtigen Artikel aus vulkanisirtem Kautschuk behandeln wollte, und ich beschränke mich darauf, heute nur diejenigen Fabrikate zu besprechen, die im Schiffbau schon Interesse erweckt haben und noch erwecken können.

Wenn man gereinigten und getrockneten Kautschuk auf einem Walzwerk, dessen eiserne Walzen hohl sind (so dass man dieselben durch Einführung von Dampf erwärmen und durch Einführung von Wasser kühlen kann) mit Schwefelblumen oder fein gemahlenem Schwefel zusammenmengt, so kann man je nach der Menge des zugesetzten Schwefels durch nachherige Vulkanisation Weichkautschuk oder Hartkautschuk erzeugen.

Das beste technisch verwerthete Weichkautschuk findet man heute fast allgemein in dem Luftschlauche des Fahrrades, zu welchem bei der Vulkanisation nur 2 bis 5 % Schwefel erforderlich sind, während für die besten Hartkautschukfabrikate 30 bis 35 % Schwefel erforderlich werden.

Für die Vulkanisation des Luftschlauches genügt eine Temperatur von 120 bis 130° C und eine Zeit von zwei bis drei Stunden. Für die Vulkanisation von Hartkautschuk muss eine Temperatur von 145 bis 150° C angewandt werden, und dauert die Vulkanisation neun bis zehn Stunden.

Weichkautschuk und Hartkautschuk können nur unter Druck zu einer vollkommen dichten homogenen Masse vereinigt werden.

Der Luftschlauch repräsentirt mit seinem geringen Schwefelgehalt eines der besten Weichkautschukfabrikate und das Produkt aus Kautschuk mit 30 bis 35 % Schwefel repräsentirt das beste Hartkautschukfabrikat, welches neben grosser Elasticität eine Zugfestigkeit besitzt, welche an der Bruchgrenze je nach dem verwendeten Kautschuk 6 bis 8 kg pro qmm beträgt.

Beide Fabrikate zeichnen sich aus durch geringe specifische Gewichte: Luftschlauch 1,05 bis 1,11; Hartkautschuk 1,11 bis 1,15.

Beide Fabrikate hinterlassen bei der Verbrennung nur Spuren von Asche, halten sich im Gebrauch dauernd elastisch und verlieren nur minimal an Festigkeit; es sind gewissermassen die Grundstoffe für alle Fabrikate, die in den Kautschukfabriken hergestellt werden.

Die Anforderungen an die Eigenschaften der Fabrikate sind aber so verschieden, dass der Kautschuktechniker genöthigt ist, eine ganze Reihe von Füll-, Fett- und Farbstoffen mit zu verwenden, theils um dem Fabrikate die erforderliche Farbe zu verleihen, theils um diejenigen Eigenschaften, welche für die Eigenart des Artikels erforderlich sind, zu erzeugen.

Beispielsweise braucht der Zahnarzt rothes, weisses und zahnfleischfarbenes Hartkautschuk. Die Weichkautschukfabrikate zeigen dagegen zumeist eine graue Farbe in allen Schattirungen und nur in einigen wenigen Fällen, in denen man Schwefelantimon anstatt des Schwefels zur Vulkanisation verwendet, zeigen die Fabrikate rothbraune Farbe; besonders Schläuche und Weichkautschuk-Spielwaaren sind es, die in dieser Farbe hergestellt werden.

Im Grunde genommen ist die Farbe aber nicht so wichtig, wie die übrigen Eigenschaften, welche dem Fabrikate verliehen werden sollen.

Es wird z. B. kein Fachmann ein so kostbares Material, wie es für Luftschläuche erforderlich ist, zur Herstellung von Lösch- oder Radirgummi verwenden; man wird auch keine Ventilklappe aus Luftschlauchmaterial herstellen, weil man von einer Ventilklappe wieder andere Eigenschaften verlangt als vom Luftschlauche. Ebensowenig wird man Schläuche zu Bremskuppelungen, bei denen es nicht auf eine gewisse federnde Elasticität, sondern nur darauf ankommt, dass der Innendruck dauernd und sicher gehalten wird, aus Luftschlauchmaterial herstellen, sondern man wird sogar die Elasticität durch Zeugeinlagen beschränken, um das Fabrikat für seinen Zweck geeigneter zu machen.

Für die Herstellung der Fabrikate ist es daher von grosser Wichtigkeit zu wissen, ob dieselben auf Zug, Druck oder Reibung beansprucht werden, welche Erwärmung beim Gebrauche in Frage kommt und ob Einwirkung von Säuren und Alkalien stattfindet.

Die Harburger Gummi-Kamm-Co. beschäftigt sich als Specialität mit den Artikeln, welche für die Elektrotechnik und die übrigen Zweige der Technik von Wichtigkeit sind.

Dahin gehören aber mehr die lederharten und hornisirten Kautschukfabrikate, so wie dieselben in der Technik vorwiegend zur Verwendung gelangen.

Ich will hierbei nicht unterlassen, auf die verdienstvollen Arbeiten von Dr. Christian Heinzerling und Wilhelm Pahl aufmerksam zu machen.

Die Abhandlungen sind im Jahre 1891 in den Verhandlungen des „Vereines zur Beförderung des Gewerbefleisses“ veröffentlicht unter dem Titel: „Untersuchungen über die fördernden und schädigenden Einflüsse der üblichen Beimischungen zu Kautschuk und Guttapercha auf die für die technische Verwendung nothwendigen Eigenschaften dieser Körper“.

Mit Rücksicht darauf, dass, wie schon erwähnt, in der vorhandenen elektrotechnischen Litteratur die Angaben über die Eigenschaften von Hartkautschuk nicht einwandfrei sind, haben wir reines Hartkautschuk (specifisches

Gewicht 1,15) und unsere elektrotechnische Qualität (specifisches Gewicht 1,5) von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt zu Charlottenburg und von der Königlichen mechanisch-technischen Versuchsanstalt zu Berlin-Charlottenburg untersuchen lassen.

Zu diesen Versuchen hatten wir eine Anzahl Platten aus reinem Hartkautschuk, Qualität 3, und aus unserer elektrotechnischen Qualität (sog. Eisengummi No. 68 extra hart) im Beisein eines Notars anfertigen lassen und diese notariell beglaubigten und mit dem Siegel des Notars versehenen Platten an die genannten Anstalten eingesandt mit dem Ersuchen, die Materialien hinsichtlich der elektrischen Eigenschaften, sowie auf Zug- und Druckfestigkeit zu prüfen.

Die Resultate, welche die Mittelwerthe aus einer grossen Reihe von Versuchen wiedergeben, sind für die Technik bestimmt und sollen dem Techniker bei Lösung seiner Konstruktionsaufgaben sichere Anhaltspunkte geben.

Hinsichtlich des Isolationswiderstandes der von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geprüften Materialien der Harburger Gummi-Kamm-Co. sind an den eingereichten Platten an Versuchsstücken von 5,5 cm Durchmesser folgende Werthe ermittelt worden:

Reines Hartkautschuk, Qualität 3.

Eine Platte von 0,42 mm Dicke zeigte einen Widerstand von

$$W_{0,42} = 1000 \,.\, 10^6 \text{ Megohm},$$

woraus sich ein specifischer Leitungswiderstand von $W = 565667 \,.\, 10^6$ Megohm berechnet.

Bei einer Plattendicke von 1 mm war der Widerstand derartig hoch, dass er von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt nicht mehr gemessen werden konnte.

Qualität 68 (sogenanntes Eisengummi)

zeigte schon bei einer Stärke von 1 mm einen Widerstand von:

$$W_{1,0} = 100 \,.\, 10^6 \text{ Megohm}.$$

Bei 3 mm Plattenstärke konnte der Widerstand wegen seiner Höhe nicht mehr gemessen werden; er betrug jedenfalls mehr als

$$2000 \,.\, 10^6 \text{ Megohm}.$$

Hieraus ergiebt sich, dass der specifische Leitungswiderstand zum mindesten

$$W = \text{min. } 158387 \cdot 10^6 \text{ Megohm}$$

betragen muss.

Vergleicht man hiermit die von Uppenborn in seinem Kalender vom Jahre 1900 gegebenen specifischen Leitungswiderstände, so ergeben sich ungefähr die folgenden Vielfachen für die beiden Hartkautschukqualitäten 3 und 68:

isolirt besser als:	Qualität 3	Qualität 68
Glimmer	ca. 7071 mal	1980 mal
Guttapercha	„ 1257 „	352 „
Gummi Siemens Broth.		
a) für gewöhnliche Isolation	„ 47 „	13 „
b) „ hohe „	„ 35 „	10 „
Flintglas	„ 28 „	8 „
Paraffin	„ 16 „	5 „

Die Durchschlagswiderstände von Platten in Stärke von 1 mm ergaben folgende Zahlen:

	Qualität 3	Qualität 68	
Durchschlagswiderstand	36 000 Volt	32 000 Volt	Wechselstrom.

Bei der Verwendung von vulkanisirtem Kautschuk kommt aber nicht allein eine hohe Isolation und ein grosser Durchschlagswiderstand in Frage. Von ebenso grosser Wichtigkeit sind die Zug- und die Druckfestigkeit, die dauernde Haltbarkeit in der Luft und das Verhalten im erwärmten Zustande, weshalb wir die Untersuchung der beiden Normalqualitäten auf obengenannte Eigenschaften haben ausdehnen lassen. Die Probe auf Zugfestigkeit ergab folgende Resultate:

Hartkautschuk:	spec. Gew.	Spannung an der Bruchgrenze	Dehnung in %	Querschnittsverminderung in %
Qualität 3	1,15	6 kg pro qmm	1,5	11
Qualität 68	1,5	3,6 „ „ „	0,1	0,5

Die Probe auf Druckfestigkeit von Würfeln mit 5 mm Seitenlänge ergab folgende Resultate:

Hartkautschuk:	Spannung an der Quetschgrenze	Spannung an der Bruchgrenze
Qualität 3	5,8 kg pro qmm	40,6 kg pro qmm
Qualität 68	8,7 „ „ „	22,5 „ „ „

Die Zahlen wurden bei 15° C. bestimmt.

Aus dem Vergleiche ergiebt sich ohne weiteres, dass die Zugfestigkeit des reinen Hartkautschuks, Qualität 3, wesentlich grösser ist, als die Zugfestigkeit von Qualität 68.

Dagegen liegen bei der elektrotechnischen Qualität 68 die Quetschgrenze, die Dehnung unter Zug und die Querschnittsverminderung unter Zug weitaus günstiger.

Da also die Quetschgrenze bei der Qualität 68 besser ist als bei der Qualität 3, so verwendet die Harburger Gummi-Kamm-Co. für die Herstellung von Starkstromisolatoren nur die elektrotechnische Qualität 68, entweder klingendhart oder sohllederhart.

Bestärkt wurden wir ausserdem in der Verwendung der Qualität 68 für die Elektrotechnik durch das Verhalten dieser Qualität im erwärmten Zustande:

	Stärke in mm	Temperatur des Oelbades ° C.	Druckfläche mm×mm	Spannung an der Bruchgrenze kg pro qmm
Quantität 3	5	20	25 × 25	90
„ 3	5	85—90	25 × 25	37
„ 3	5	140—150	25 × 25	5
„ 68	5	20	25 × 25	42
„ 68	5	85—90	25 × 25	72
„ 68	5	140—160	25 × 25	22

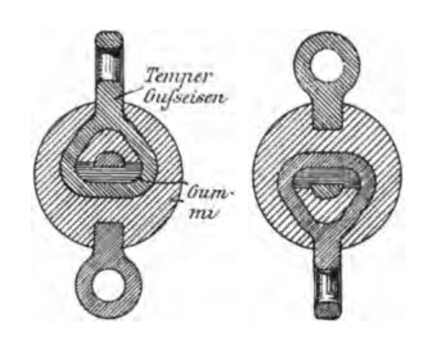
Aus den Resultaten geht hervor, dass das bei Zug bedeutend festere reine Hartkautschuk, Qualität 3, im erwärmten Zustande an Druckfestigkeit verliert, während bei der elektrotechnischen Qualität 68 die Spannung an der Bruchgrenze bis 90° C. noch zunimmt und bei einer weiteren Erwärmung auf 150° immer noch 22 kg pro qmm zeigt, während bei der Qualität 3 die Spannung an der Bruchgrenze bei 150° C. nur noch 5 kg pro qmm beträgt.

Die Konstruktion aller unserer Starkstromisolatoren, die Herstellung vieler technisch wichtig gewordenen Artikel, die Ausbildung der Schiffswellenbezüge, die Auskleidung von Röhren zu Cirkulationspumpen und elektrischen Leitungen basirt auf der Erkenntniss der oben genannten Eigenschaften.

Die von uns für die Starkstromtechnik ausgeführten Isolatoren und die Kenntniss ihrer Eigenschaften sind auch für den Schiffbau von Interesse, weil wir durch die Verbindungen der Metalle mit Kautschuk maschinelle

Hilfsmittel konstruirt haben, welche mit der elektrischen und Wärmeisolation die Festigkeit des verwendeten Metalles verbinden.

Besonders interessant ist der von uns konstruirte Weitspannisolator, welcher aus zwei ineinander gegossenen Kettengliedern aus Temperguss oder Bronce besteht, die durch Hartkautschuk verbunden und gleichzeitig isolirt sind. Dieser Isolator kann mit 1500 kg belastet werden, ohne zu reissen oder an Isolation nachzulassen.



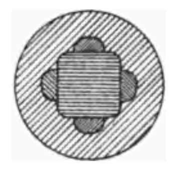


Fig. 1. Weitspann-Isolator.

Der vielfach angewandte Spanndraht-Wirbelisolator, welcher an den Mastbäumen von Strassenbahnoberleitungen oder an den Häusern in Strassen dazu dient, die elektrische Oberleitung — die sog. Arbeitsleitung — gewissermassen zu steuern und zu spannen, kann unbedenklich bis zu 2000 kg belastet werden.

Ein Uebelstand, der sich in der Praxis gezeigt hat, besteht darin, dass die zu den Isolatoren verwendeten Eisentheile, wenn sie nicht immer genügend durch Anstrich geschützt sind, unter Rost leiden; der Rost aber wächst unter dem Gummibezuge weiter und sprengt schliesslich letzteren auseinander.

Dieser Fehler hat sich besonders bei Wirbelisolatoren bemerkbar gemacht, und wir haben deshalb zur Verhinderung von Rostbildung einen Schutzring aus Bronce angeordnet.

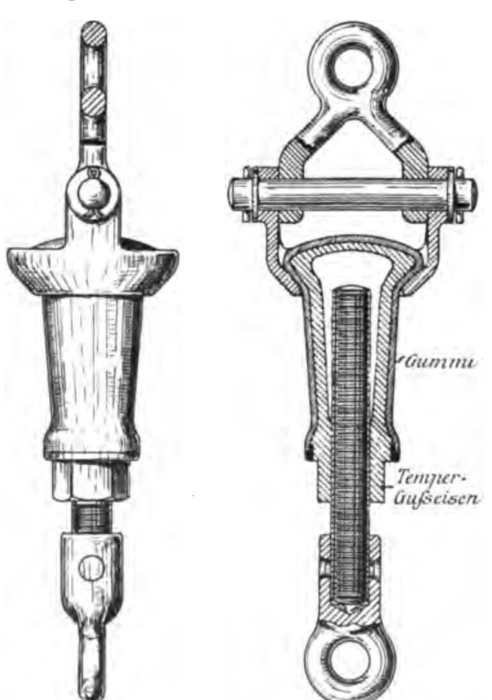


Fig. 2. Spanndraht-Wirbelisolator.

Die bei diesen Isolatoren gesammelten Erfahrungen haben wir später bei den Schiffswellenbekleidungen verwerthet.

In neuerer Zeit haben wir Isolatoren konstruirt, bei denen das Metall ganz in Kautschuk eingebettet ist. Dieselben haben den Vorzug,

dass das Metall durch äussere Einflüsse überhaupt nicht angegriffen werden kann.

Dieser neue Isolator eröffnet der Elektrotechnik ein weites Feld zur Sicherung von Einrichtungen, für welche die Verwendung des elektrischen Stromes erforderlich ist.

Die Haupterrungenschaft bei dieser Ausführung besteht darin, dass man ohne Verletzung des aus vulkanisirtem Kautschuk bestehenden Ueberzuges derartige Isolatoren so behandeln kann, als ob dieselben ganz aus Metall bestehen.

Das von uns verwendete Bekleidungsmaterial für diese Schnallenisolatoren kann Stoss, Zug und Druck vertragen und lässt sich voraussichtlich auch im Schiffbau für Klein-Eisenzeug, welches sonst unter Seewasser leidet, verwenden.

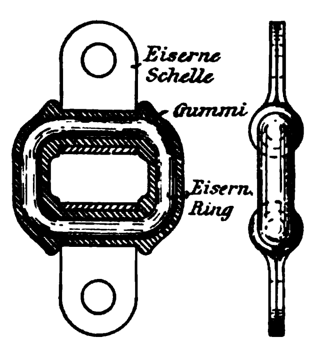


Fig. 3.
Schnallen-Isolator.

Die Verwendung von Kautschuk zur Bekleidung von Schiffswellen zum Schutze gegen die sehr heftig auftretenden Korrosionen derselben lässt sich in Deutschland auf das Jahr 1894 zurückführen. In diesem Jahre meldete der Ingenieur M. Willenius ein Patent an, betreffend die Erfindung einer Schutzbekleidung für die mit Wasser in Berührung kommenden Wellen, besonders Schiffsschraubenwellen.

Die Ausführungen, welche Herr Willenius im Auftrage der Kaiserlichen Marine herstellte, befriedigten dieselbe nicht, sie wandte sich deshalb im Jahre 1895 an die Harburger Gummi-Kamm-Co., deren nach dem Rathe des Reichs-Marineamtes vorgenommene Arbeiten zu dem erhofften Resultate führten. Seit dieser Zeit sind die Bekleidungen einer grossen Anzahl Schiffswellen zur Zufriedenheit der Kaiserlichen Marine von uns ausgeführt worden.

Mit dem Inhaber des Patentes, Herrn Willenius, hatten wir uns inzwischen dahin geeinigt, dass die Harburger Gummi-Kamm-Co. die Ausführung von Wellenbekleidungen für die Kaiserliche Marine, die Herren Willbrandt & Co. in Hamburg die Ausführung für die Handelsmarine mit Benutzung unserer Materialien und unserer geschulten Arbeiter übernehmen sollten.

Die ursprünglich von Herrn Willenius gedachte Ausführung der Wellenbekleidung, so wie dieselbe in seiner Patentanmeldung vom 6. Februar 1894 beschrieben ist, besteht in der Bekleidung der eigentlichen Stahlwellen und in einer leichten Unterdrehung der Broncebüchsen.

Dies Verfahren war insofern nicht zweckentsprechend, als das vulkanisirte Kautschuk, welches einen ungefähr zehnmal grösseren Wärme-Ausdehnungskoëfficienten besitzt, als die darunter liegende Stahlwelle, sich selbst bei minimalen Erwärmungen so ausdehnt und nach dem Erkalten wieder zusammenzieht, dass die Gefahr entsteht, Seewasser könne zwischen Stahl und Kautschuk eindringen.

Ein zweiter Grund, den Willenius'schen Vorschlag: „Hartgummi allein oder in Verbindung mit Weichgummi" nicht zu verwenden, liegt darin, dass klingendes Hartkautschuk allein für diese Zwecke zu spröde ist, und dass eine Kombination von Hart- und Weichkautschuk erfahrungsgemäss keine dauernde Haltbarkeit besitzt.

Zu der von uns gewählten Ausführungsform benutzen wir unsere bewährte elektrotechnische Qualität und vulkanisiren dieselbe sohllederhart.

Diese Ausführung hat folgende Vorzüge:

1. Das von uns gewählte Material wird durch die Vulkanisation sehr haltbar und innig mit der Stahlwelle verbunden;
2. beim Erkalten nach der Vulkanisation findet durch den von uns ausgeführten Unterbau in der Broncebüchse eine selbstthätige Abdichtung statt, die ein Eindringen von Seewasser sicher verhindert;
3. das vulkanisirte Material ist nicht so weich und elastisch, dass es, wenn auf Druck beansprucht, sich streckt und sich dadurch vom Stahl ablöst;
4. das vulkanisirte Material ist nicht so hart, dass es bei Druck oder Schlag springt.

Diese Eigenschaften des Kautschukmaterials sind für die Ausführung von Wellenbekleidungen unerlässlich, und sind die bisherigen guten Erfolge (in Bezug auf Abdichtung und Haltbarkeit im Gebrauch) nur auf die Wahl des zu diesem Zweck richtig bemessenen Kautschukmaterials zurückzuführen.

Der Herr Staatssekretär des Reichs-Marine-Amtes theilte uns unter dem 8. März 1897 auf unsere Anfrage vom 26. Januar 1897 mit, dass die von der Harburger Gummi-Kamm-Co. auf den Schraubenwellen der Torpedoboote S. 25 und S. 37 im Anfange des Jahres 1895 aufgebrachten Schutzbekleidungen aus Kautschuk sich bis dahin — also während zweier Jahre — gut gehalten hätten.

Die Wellen selbst zeigten bei der Untersuchung im Februar und August 1896 keine Spuren einer Anfressung, ebensowenig war der Kautschukbezug beschädigt.

Die Ausführung der Bekleidungen für grössere Wellen geschieht in der Art, dass die mit Kautschuk zu bekleidenden Wellen nicht, wie sonst bei Vulkanisirungen üblich, nach der Bekleidung mit dem unvulkanisirten Kautschukmaterial in einen Vulkanisirkessel eingelegt und dann erhitzt werden, sondern — umgekehrt — der Vulkanisirkessel wird über die Welle gezogen und die Bekleidung sodann durch Erwärmen vulkanisirt und innig verbunden.

Es empfiehlt sich, die Ausführung dieser Arbeit auf den Werften selbst vorzunehmen wegen der erforderlichen Hebezeuge, welche in den Werftwerkstätten stets vorhanden sind.

Die Ausführung der Arbeit nimmt folgenden Verlauf:

Das in der erforderlichen Stärke ausgewalzte Bekleidungsmaterial aus Kautschuk wird auf einem zu dem Zweck aufgestellten „Wärmtisch" angewärmt, dessen eiserne Tischplatte durch einströmenden Dampf geheizt wird.

Im erwärmten Zustande wird das Kautschukmaterial plastisch und klebend und kann dann auf die vorher mit Benzin oder Terpentin gereinigte Welle aufgetragen werden.

Nach erfolgter Bekleidung der Welle mit dem Kautschukbezuge

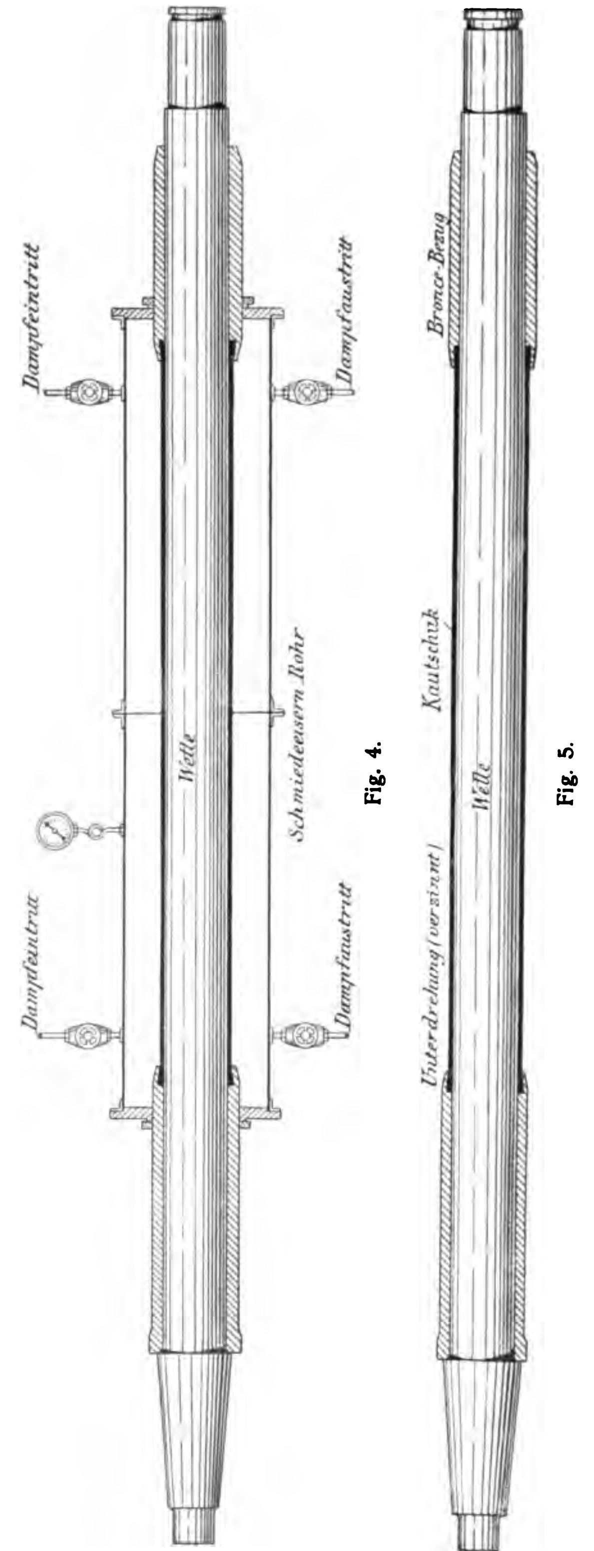


Fig. 4.

Fig. 5.

wird letzterer zum Schutze gegen die Einwirkung von Kondenswasser während des Anfangsstadiums der Vulkanisation mit einem Ueberzuge von Zinnfolie versehen. Dieser Ueberzug wird nach vollendeter Vulkanisation wieder entfernt, hat jedoch ausserdem noch den Zweck, die Kautschukbekleidung während der Vulkanisation auf der Welle gleichmässig festzuhalten.

Nach dieser Vorbereitung wird der Vulkanisirkessel übergeschoben, worauf dessen Enden durch Stopfbüchsen gedichtet werden, sodass beim Einströmen des gespannten Wasserdampfes letzterer nicht entweichen kann.

Der Vulkanisirkessel enthält einen oder mehrere Dampfzuführungsrohre, einen oder mehrere Abflüsse zur Abführung des Kondenswassers und zur Erreichung einer erhöhten Wärmecirkulation, sowie ein Manometer zur Messung der Dampfspannung im Vulkanisirkessel.

Sobald man sich überzeugt hat, dass der auf der Welle befestigte Vulkanisirkessel überall dicht ist, und dass die Dampf-Zu- und Abströmungen in Ordnung sind, wird der Dampf langsam eingelassen und die Zuströmung so bemessen, dass nach ca. einer Stunde die Maximaltemperatur bei 2½ bis 3 Atmosphären Ueberdruck erreicht ist. Während dieser Periode bleiben die Abflusshähne immer etwas geöffnet, so dass das im Apparate sich bildende Kondenswasser entweichen kann.

Nach Erreichung des gewünschten Dampfdruckes hält man denselben je nach Stärke der Welle 2½ bis 3 Stunden auf der gleichen Höhe. Alsdann ist der Process der Vulkanisation, d. h. die chemische Verbindung des in der verwendeten Kautschukmischung enthaltenen Schwefels mit dem Kautschuk erfolgt.

Der Dampfzutritt wird geschlossen, die Abflüsse geöffnet, so dass der Dampf entweichen kann.

Es empfiehlt sich, die Welle dann so lange stehen zu lassen, bis dieselbe mit dem darauf sitzenden Apparate auf Handwärme abgekühlt ist. In diesem Zustande wird der Vulkanisirkessel wieder abgenommen und die auf dem Kautschuk sitzende Zinnfolie durch Abwickeln entfernt. Nach Ausgleich einiger unbedeutender Unebenheiten des Kautschukbezuges ist die Welle gebrauchsfertig.

Der nun vulkanisirte Kautschukbezug ist elektrisch dicht, wird von Seewasser nicht angegriffen, hält sich dauernd im Gebrauche und schützt die sonst durch Korrosionen stark leidenden Stahlwellen mit absoluter Sicherheit.

Ein Uebelstand, der sich in der Praxis gezeigt hat, besteht darin, dass eine Verletzung des Kautschukbezuges durch Korallenriffe, durch Ketten,

Trossen etc. nicht ausgeschlossen ist. Wir haben daher neuerdings ein Reparaturverfahren ausgearbeitet, welches angelernten Mannschaften ermöglicht, sofern ein Docken des Schiffes angängig ist, selbst eine Reparatur auf der Reise vornehmen zu können.

Es ist ja auch nicht ausgeschlossen, dass man den Kautschukbezug noch durch einen Metallbezug schützt.

Jedenfalls ist mit der Einführung der Schiffswellenbekleidung jetzt schon der Beweis erbracht, dass von all den vielfach angepriesenen Rostschutzmitteln kein einziges sich so sicher und gut funktionirend gezeigt hat, wie das vulkanisirte Kautschuk; und ferner hat sich gezeigt, dass es im Schiffbau anerkannter Maassen wichtig ist, diese hervorragenden Eigenschaften des vulkanisirten Kautschuks sich zu Nutzen zu machen.

Abgesehen davon, dass Kautschuk ein Nichtleiter der Elektricität und ein vortreffliches Rostschutzmittel ist, besitzt das hornisirte Kautschuk aber auch noch sonst werthvolle Eigenschaften, die es im Schiffbau Verwendung finden lassen.

So z. B. ist reines Hartkautschuk ein schlechter Wärmeleiter und verhält sich in der Kälte ähnlich wie Holz. Eiserne Geräthe, mit einem dünnen Ueberzug von Hartkautschuk versehen, fühlen sich im erwärmten Zustande kühl und bei kalter Temperatur verhältnissmässig warm an. Wie werthvoll diese Eigenschaft ist, vermag derjenige zu schätzen, dem bei starker Kälte beim Anfassen von Eisentheilen die Haut der Hände am Metall sitzen geblieben ist.

Die Eigenschaft der geringen Wärmeleitung des reinen Hartkautschuks hat bereits vielfach Anwendung gefunden zu Bekleidungen von Ventilrädern an Dampfkesseln, Maschinen und Rohrleitungen. Die Ventilräder, die sonst mit unbeschützten Händen ohne die Gefahr einer Verbrennung nicht angefasst werden durften, können in Folge eines Ueberzuges mit reinem Hartkautschuk ohne jede Gefahr bewegt werden. Auch für Ventil- und Zeigerräder zu Heizungsanlagen haben die Hartkautschukbezüge rasch Eingang gefunden und erfreuen sich ganz besonders bei den Hausfrauen grosser Beliebtheit, nicht allein wegen des hübscheren Aussehens, sondern hauptsächlich wegen der geringen Wärmeleitungsfähigkeit.

Für viele Gebrauchsgegenstände im Schiffbau würde sich ein Ueberzug von Kautschuk empfehlen, weil mit dem Ueberzug die Rosteinwirkung verhindert und damit das lästige Putzen der Metalltheile sehr gemindert wird.

Für die Räume, in denen Verwundete und Kranke liegen, wäre in Erwägung zu ziehen, Geländer und sonstiges Mobiliar, auf dessen Benutzung der Kranke bei hohem Seegang angewiesen ist, durch Weichkautschuküberzüge sicherer und daher gebrauchsfähiger zu gestalten.

Eine Neuerung, die wir seit drei Jahren eingeführt haben, besteht in der Auskleidung von Rohrleitungen und zwar in folgender Art: Das Innenrohr und die Flanschen werden mit einem weichen lederähnlichen Kautschuk in einer Stärke von 2 bis 3 mm bezogen.

Den Fachleuten ist ja bekannt, dass Rohrleitungen, namentlich wenn in denselben abwechselnd kaltes und warmes Wasser, Süss- und Seewasser cirkulirt, nach ganz kurzer Zeit zerstört werden, und dass man zur Erhöhung der Haltbarkeit theuere und starke Kupferröhren verwenden muss, obwohl auch diese sich nicht genügend widerstandsfähig gezeigt haben.

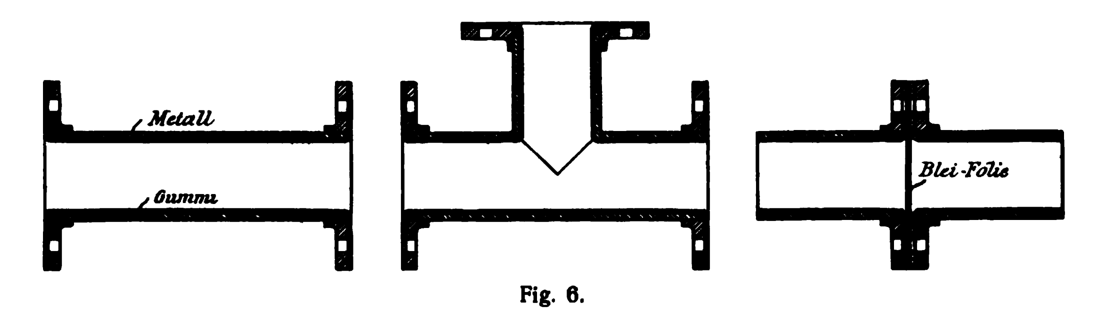


Fig. 6.

Zur Abhilfe dieses Uebelstandes verwenden wir ein Kautschukmaterial, welches im Gebrauch dauernde Haltbarkeit besitzt und gegen die in Frage kommenden Flüssigkeiten, wie solche in den Rohrleitungen von Cirkulationspumpen vorkommen, sich unverändert erhalten hat. Nachbestellungen von der Kaiserlichen Marine für die mit unseren Materialien ausgekleideten Röhren haben uns gezeigt, dass wir mit dem durch Gebrauchsmuster No. 84 275 geschützten Verfahren den richtigen Weg beschritten haben.

Während man bei Rohrleitungen zum Schutz der aus Metall bestehenden Röhren geeignete Auskleidungen mit vulkanisirtem Kautschuk angewandt hat, ist in der Elektrotechnik aus sehr ernstlichen Gründen mehr und mehr das Bedürfniss herausgewachsen, die aus organischen Stoffen bestehenden sogenannten Isolirröhren, in denen wiederum isolirte Drähte zur Leitung elektrischer Energie liegen, äusserlich durch Metallpanzerung zu schützen.

Es gilt dies besonders für die Leitungen, welche zur elektrischen Beleuchtung dienen.

Bekanntlich werden die Drähte, welche zu elektrischen Beleuchtungsanlagen dienen, vielfach in sogenannte Bergmannröhren oder in Röhren aus biegsamem Kautschuk eingelegt.

Diese Art der Einbettung von Leitungsdrähten schliesst aber die Gefahr in sich, dass dieselben, sofern die Leitungen in den Wänden, zwischen den Decken und Fussböden liegen, also nicht sichtbar sind, durch nachträgliches Eintreiben von Nägeln leicht verletzt werden können.

Gegen derartige Verletzungen schützen auch die Ueberzüge von Messingröhren nicht genügend; ja, diese Ueberzüge bilden dann sogar eine grosse Gefahr, wenn ein Leitungsstrang starken Erdschluss hat und ein die Messinghülle verletzender Nagel etc. elektrisch leitende Verbindung mit dem anderen Strange erhält, was unter Umständen einem Kurzschlusse gleichkommen kann. Aus dem Isolirrohre wird dann ein Leiter der Elektricität. Hausbrände sind vielfach auf diesen Uebelstand zurückzuführen, weshalb man auf Grund der gemachten Erfahrungen dahin gekommen ist, elektrische Leitungen für Banken und deren Gewölbe in derartig starke Eisenröhren zu verlegen, dass während des Baues und später eine Verletzung dieser Röhren selbst durch starke Nagelung etc. nicht stattfinden kann.

Sofern es nicht schon geschehen ist, wird es sich im Schiffbau empfehlen, Stromleitungen in starke und guten Widerstand besitzende biegsame Kautschukröhren einzulegen und diese Kautschukröhren wiederum in starke Eisenröhren einzubetten.

Die Verbindung derartiger Röhren untereinander hat zu manchen Konstruktionen geführt, ohne dass die bisherigen Resultate ganz befriedigt hätten. Eine uns gesetzlich geschützte Muffenverbindung für Panzerröhren hat bei Elektrotechnikern Interesse erregt, und will ich es nicht unterlassen, Ihnen ein Modell dieser Muffenverbindung zu zeigen.

Es ist bedauerlich, dass man für die Isolirung von elektrischen Leitungen bisher nichts Besseres gefunden hat, als die heute zumeist aus organischen Stoffen bestehenden Isolirmaterialien, die sammt und sonders nicht einwandfrei sind; es ist unausbleiblich, dass man zur Verhütung von Kurzschluss mehr und mehr genöthigt sein wird, Stromleitungen besser geschützt als bisher zu legen.

Die Gefahren, welche den Nägeln aus Metall anhaften, veranlassten uns, aus dem besten Hartkautschukmaterial, dessen Zusammensetzung uns patentirt ist, Nägel herzustellen, welchen wir die Bezeichnung „Ferronit“ gegeben haben. Durch deren Herstellung ist es uns gelungen, für den Maschinenbau

etc. ein Hilfsmittel in Gestalt von Nägeln zu schaffen, die wegen ihrer physikalischen und chemischen Eigenschaften überall da Verwendung finden können, wo Nägel aus Metall bisher garnicht oder doch nur sehr unvollkommen benutzt werden konnten.

Die Zug- und die Druckfestigkeit unserer Ferronitnägel sind so gross, wie sie für gewöhnliche eiserne Nägel als zulässige Beanspruchung gefordert werden; sie betragen nicht unter 6 kg pro qmm Querschnitt.

Ferronitnägel sind widerstandsfähig gegen Säuren und Alkalien, sind Nichtleiter der Elektricität und üben keine magnetischen Einflüsse aus.

Diese Nägel finden jetzt schon vielfach Verwendung zur Befestigung bei säurefesten Auskleidungen von Akkumulatorenräumen in elektrischen Strassenbahnen und Automobilfahrzeugen; sie finden Verwendung in physikalischen Laboratorien zur Installirung von wissenschaftlichen Apparaten, Messinstrumenten, Schalttafeln und dergleichen; sie eignen sich durch ihre Widerstandsfähigkeit gegen fast sämmtliche chemischen Agentien zur vortheilhaften Verwendung in chemischen Fabriken, Wäschereien, Färbereien etc.

Durch ihre Verwendung sind Grünspan und Rost ausgeschlossen und eignen sich die Nägel deshalb zur Befestigung von Linoleum, Kautschukläufern etc.

Die ihnen anhaftenden Eigenschaften sichern ihnen auch die Anwendbarkeit im Schiffbau.

In den letzten zehn Jahren ist eine nicht unbedeutende Litteratur über Kautschuk, Guttapercha etc. entstanden, dahin gehören die Arbeiten von Dr. Carl Weber, Dr. Chr. Heinzerling, Dr. Henriques und das ausgezeichnete Buch „Die Guttapercha“ von Dr. Eugen Obach.

Wenn ich zum Schluss meines Vortrages rekapitulire, so war der Zweck meiner Arbeit, Sie mit den Fabrikaten aus hartem und lederhartem Kautschuk eingehender bekannt zu machen, als es bisher geschehen sein dürfte, und Ihnen an der Hand von Zahlen und durch Mittheilung der Kennzeichen der Eigenschaften gewissermassen einen Werthmesser für vulkanisirte Kautschukfabrikate zu geben, die sowohl im Schiffbau als auch in der Elektrotechnik Beachtung verdienen.



Graphische Methoden zur Bestimmung von statischen Gleichgewichtslagen des Schiffes im glatten Wasser.

Vorgetragen von M. H. Bauer.

Die bisher bekannten analytischen und graphischen Methoden der Trimm-Krängungs- und Leckrechnung streben in der Hauptsache dem Endziele zu, die Lage des Schiffes im Wasser festzustellen, wenn es verschieden belastet worden ist, resp. eine Aenderung seines wasserverdrängenden Theiles erfahren hat.

Bei der Entwickelung von Universalformeln für die einzelnen Rechnungsgattungen sind Annahmen gemacht worden, welche in wenigen Fällen den Verhältnissen der Wirklichkeit entsprechen.

Einer der wichtigsten Fälle fand ausserdem bei den üblichen Rechnungen bisher keine, seiner Bedeutung und Folgenschwere entsprechende Beachtung. Alle unsere Formeln beschränken sich darauf, die Wanderung des Deplacements ⊙ und des System ⊙ in der Längsschiffsmittelebene in die Rechnung hineinzuziehen, während die oft vorkommende Wanderung das System ⊙ aus der genannten Ebene hinaus, wie dies beim Uebergehen der Ladung, ungleichen Verbrauch der Bunkerkohlen etc. geschieht, und die dadurch für das Schiff entstehende Gefahr, ganz und gar ununtersucht bleibt.

Die natürlichen Verhältnisse, welche wir bei der Entwickelung unserer Theorien zu berücksichtigen haben, zwingen, wenn sie sich unserer Kenntniss nicht überhaupt entziehen, gerade durch die grosse Verschiedenheit ihrer Gestaltung zu sehr komplicirten mathematischen Ableitungen, zu schwerfälligen Definitionen, sodass die Praxis, welche schnell und sicher rechnen will und muss, wenig oder keinen Nutzen aus vielen werthvollen theoretischen Arbeiten ziehen kann.

Immer hat man darnach gestrebt, durch Versuche oder einfache Rechnungen zu befriedigenden Resultaten zu gelangen. Früh sind bereits graphische Methoden zur Anwendung gekommen, welche sich durch ihre Einfachheit und Uebersichtlichkeit bisher viele Anhänger erworben haben, und denen es vielleicht beschieden ist, noch manche richtige, aber sehr komplicirte resp. manche kürzere, aber nur wenig annähernde analytische Methode zu ersetzen.

In den folgenden Mittheilungen soll eine auf Trimm- Krängungs- und Leckrechnung anwendbare graphische Methode auseinandergesetzt werden.

Das Princip der Methode ist:

Resultate durch Interpolation aus entsprechenden Grössen zu ermitteln, welche man in Folge systematischer Aenderung der Schiffslage im Wasser erhalten hat.

Die analytischen Vor- und Ergänzungsarbeiten sind nur Flächen- und Schwerpunktsberechnungen und können mit Hilfe eines Integrators leicht in kürzester Zeit mechanisch ausgeführt werden.

Zum leichteren Verständnisse ist die Methode vorerst an einfachen Körpern dargethan, unter von Fall zu Fall sich steigernder Komplikation, und wird dann ihre Anwendung auf einen Schiffskörper gezeigt.

I. Theil.

Deplacements- und Gewichts-Schwerpunkt wandern nur in der Längsschiffsmittelebene.

Der Gegenstand der Untersuchung ist ein einfaches Parallelepiped; das Gewicht G desselben ist so gross, dass der Körper parallel seiner Grundfläche bis zur x-Linie wegsinkt (Fig. 1).

Die Masse des Körpers ist homogen, die Gewichts- und Deplacements-Schwerpunkte liegen übereinander in der y-Linie, welche senkrecht zur x-Linie steht. Dieses Koordinatensystem darf nur parallele Translokationen ausführen. Der Körper befindet sich im statischen Gleichgewicht. Wird er gezwungen seine Lage so zu ändern, dass er z. B. nach vorn eintaucht, ohne sein Deplacement D (stets dem Volumen, nicht der Form nach zu verstehen) zu ändern, so gehen alle neuen Wasserlinien (W. L.) durch einen Punkt ζ, in dem sich die x- und y-Linien schneiden (Fig. 2).

Trimmt man den Körper durch einen äussern Einfluss in die Trimmlagen (T. L.) 1, 2, 3 und 4, ohne D und die Lage des G ⊙, relativ zum Schiff, zu ändern, so befindet sich der Körper für die Lagen 1, 2 etc. solange nicht im statischen

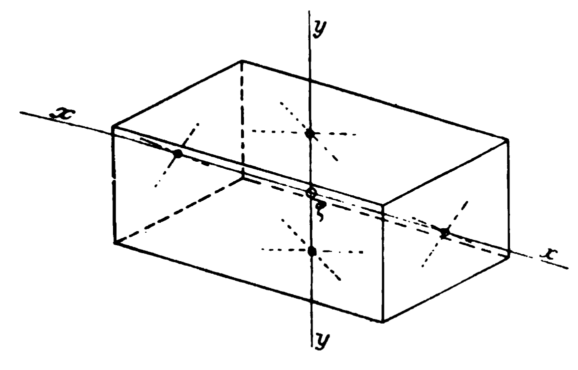


Fig. 1.

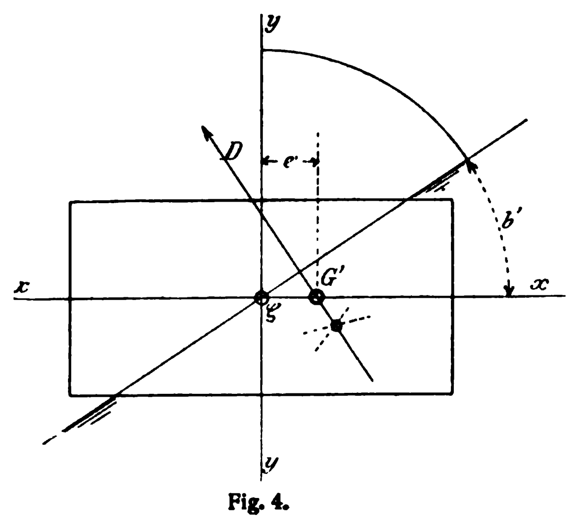


Fig. 4.

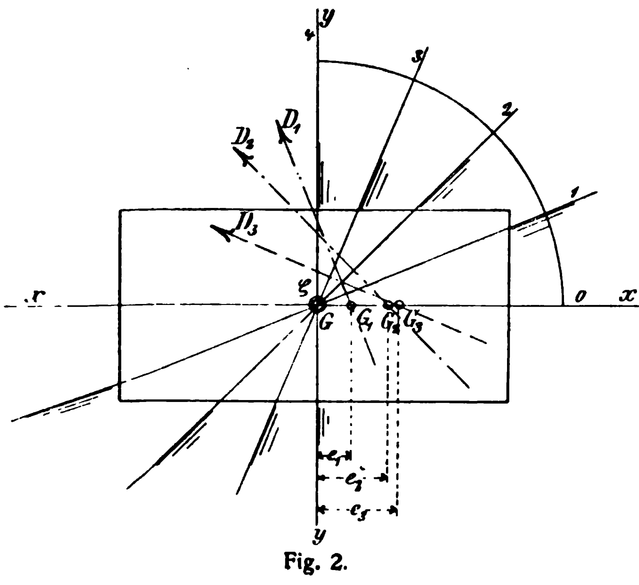


Fig. 2.

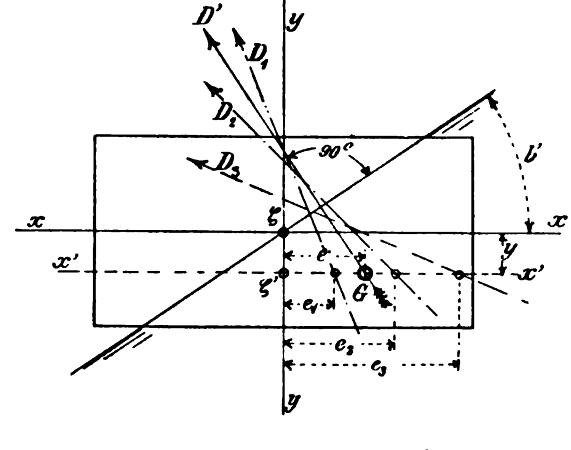


Fig. 3.

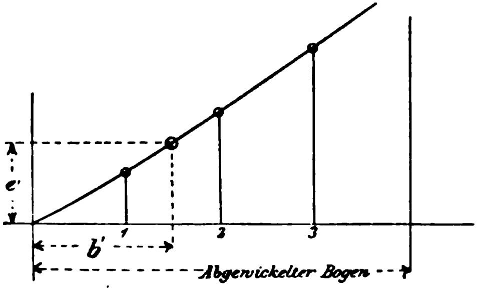


Fig. 5.

Gleichgewichte, als nicht eine Verschiebung des G ⊙ in die Senkrechten durch D_1 ⊙, D_2 ⊙ u. s. w. auf die zugehörige Schwimmebene stattgefunden hat.

Es wird für den statischen Gleichgewichtszustand jeder G ⊙ Lage bei einem konstanten D eine bestimmte Schwimmebene entsprechen.

Angenommen:

Fall 1. G verschiebt sich von seiner bisher im Drehpunkt ζ angenommenen Lage auf der x-Linie entlang; seine einzelnen Lagen haben also keine y-Ordinaten; es werden die Schnittpunkte der Senkrechten aus den einzelnen D—Schwerpunkten mit der x-Linie dementsprechend diejenigen Positionen der G ⊙ ergeben, welche diese beim Gleichgewichtszustande des Körpers in den Schwimmlagen 1, 2 und 3 einnehmen müssen. In Fig. 2 und ferner überhaupt sind die x-Grössen, d. h. die Entfernungen der G Schwerpunkte von ζ, also von der y-Linie, mit e_1, e_2 u. s. w. bezeichnet. Man trägt die Bogenlängen der Winkel, welche die neue W. L. mit der x-Linie bilden, als Abscissen, die e—Grössen als Ordinaten in ein Diagramm, verbindet die Endpunkte der Ordinaten durch eine Kurve, welche beim Parallelepiped und der Lage des G ⊙ in der x-Linie bei der T. L. 4 die Gerade wieder schneiden muss, da die Senkrechte aus D_4 ⊙ mit der x-Linie zusammenfällt (Fig. 3).

Jeder e—Grösse entspricht eine bestimmte Bogenlänge.

Demnach finden wir für eine bestimmte Lage des G ⊙ auf der x-Linie, sie sei G', in der Entfernung e' von ζ, aus Fig. 3 die Bogenlänge b'.

Um den zugehörigen Winkel muss sich also der Körper drehen, wenn der G' ⊙ und der D ⊙ in einer Senkrechten zur neuen W. L. liegen sollen. Damit ist auch die neue W. L. ermittelt, denn der Schnittpunkt der neuen W. L. mit der y-Linie bleibt in ζ und die Aufgabe ist gelöst. Siehe Fig. 4.

Fall 2. Der G ⊙ wandert von ζ nach einer beliebigen Stelle der Mittelebene des Körpers in der Längsrichtung, z. B. nach der unteren Körperfläche zu, nach G', das Deplacement bleibt konstant = D; der G' ⊙ hat jetzt eine x- und eine y-Entfernung von ζ.

Man führt Fall 2 auf Fall 1 zurück, indem man y eliminirt.

Man könnte für die durch G' ⊙ gehende Senkrechte zur neuen W. L. einen Schnittpunkt mit der x-Linie finden und dann weiteroperiren wie in Fall 1.

Da jedoch die Richtung der Senkrechten noch nicht bekannt ist, so verschiebt man die x-Linie parallel nach unten bis in die Lage x' x' (Fig. 5), in welcher sie durch den G' ⊙ geht. Hier ist eine parallele Translokation einer Koor-

dinatenachse ausgeführt. Es ergeben sich jetzt Schnittpunkte der x'-Linie mit den vorhandenen Senkrechten aus $D_1 \odot$, $D_2 \odot$ u. s. w. Die Entfernungen dieser neuen Punkte von der y-Linie sind ähnlich denjenigen der entsprechenden Punkte auf der x-Linie, als Grundlinien ähnlicher Dreiecke. Die Verlegung der x-Linie nach x' x' ist damit gerechtfertigt. Jetzt ist y eliminirt, und die weitere Lösung vollzieht sich wie bei Fall 1.

Tritt mit der Aenderung der G $\odot$ Lage zugleich eine Gewichtsänderung des Körpers ein, so geht die neue W. L. nicht mehr durch den Punkt ζ, sondern durch einen anderen auf der y-Linie gelegenen Punkt, welcher zu ermitteln ist.

Fall 3. Angenommen, der Körper liege in der Trimmlage 1 auf der W. L.-B in statischer Ruhe (Fig. 6).

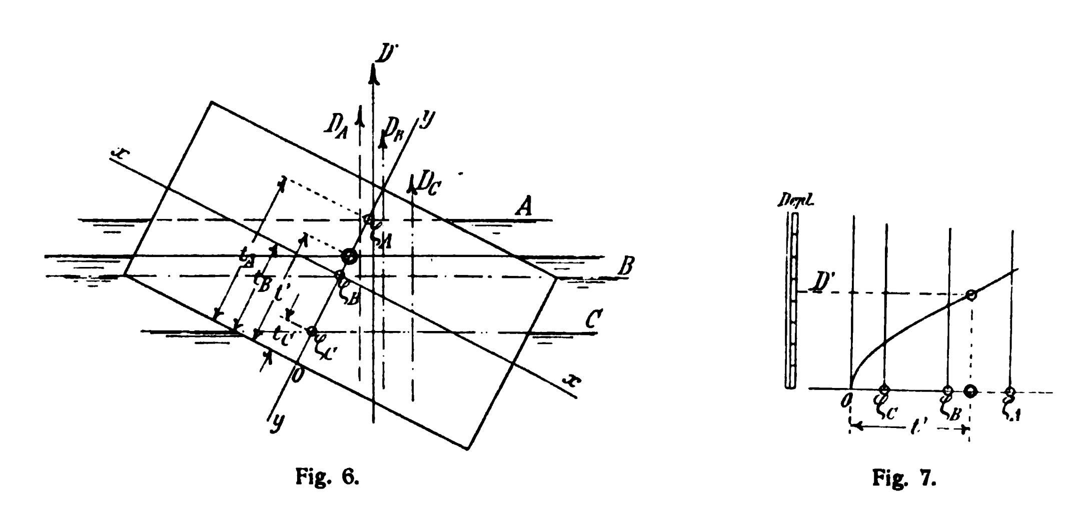


Fig. 6. Fig. 7.

Man taucht jetzt den Körper parallel zur W. L.-B bis zu den W. L.-A und C, welche ober- resp. unterhalb der W. L.-B liegen; diese 3 W. L. schneiden die y-Linie in ζ_A, ζ_B und ζ_C, welche Punkte von der untern Körperfläche, auf der y-Linie entlang gemessen, um die Tauchungen t_A, t_B und t_C entfernt liegen.

Jeder Tauchung entspricht ein bestimmtes Deplacement D und ein bestimmter Punkt ζ.

Das Diagramm Fig. 7 hat als Abscissen die t-Grössen, als Ordinaten die diesen entsprechenden Deplacements des Körpers, deren Endpunkte durch eine Kurve verbunden sind.

Wird der Körper durch ein Gewicht k so belastet, dass er keine Trimmbewegung ausführt, so erhält man leicht für das neue Deplacement

$$D' = D + k$$

aus Fig. 7 die Grösse der Tauchung $= t'$ und damit auch den Punkt ζ'.

Ruft die Belastung des Körpers durch das Gewicht k auch eine Trimmänderung hervor, so hat man nur die für Fall 2 und 3 gegebenen Lösungen zu kombiniren.

Die Anwendung der gegebenen Methoden auf ein Schiff verursacht eine geringe Mehrarbeit und gestaltet sich folgendermassen:

Fall 4. Gegeben sind die Linien eines Schiffes, und es werden verlangt die Kurven der Trimmrechnung, um aus ihnen die W. L. des Schiffes bei jeder beliebigen Zu- und Entlastung an jedem Punkte der Längsschiffsmittelebene graphisch in kurzer Zeit entnehmen zu können.

Es müssen hierzu die Spantintegralkurven vorhanden sein, möglichst bis zum obersten festen Deck gerechnet und in bekannter Weise zu einem Diagramm nach dem Muster der Fig. 8 zusammengetragen. Spantintegral-

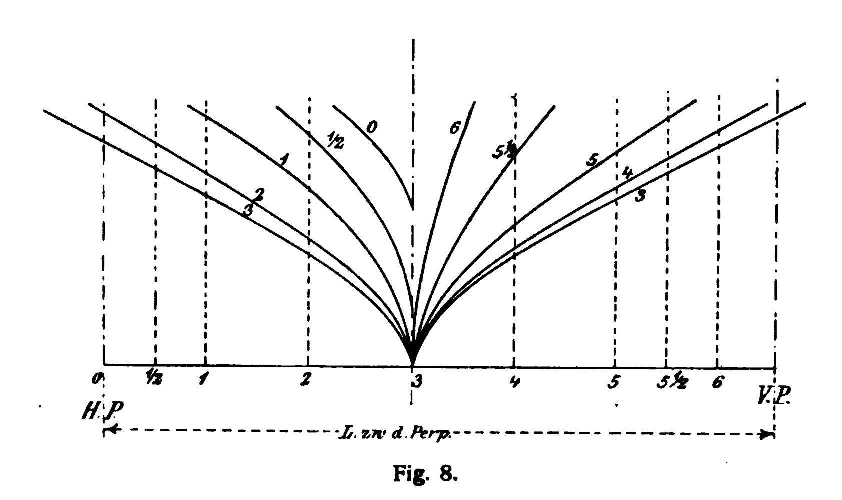


Fig. 8.

kurven sind bekanntermassen Kurven, deren Ordinaten die Tauchungen der Spanten und deren Abscissen die durch diese Tauchungen von den Spantflächen abgeschnittenen Areale darstellen.

Die x-Linie legt man am besten in die C. W. L., die y-Linie in's Hauptspant. Man wählt auf der y-Linie ausser ζ_B, im Schnittpunkte der x- und y-Linie noch einen Drehpunkt etwas höher als die Tiefladelinie und einen etwas tiefer als die leichte Wasserlinie, hat also die 3 Punkte ζ_A, ζ_B und ζ_C; dann nimmt man je eine Trimmlage (oder mehrere) des Schiffes nach vorn und hinten durch die Punkte ζ_A, ζ_B, und ζ_C an, zeichnet sie ebenfalls in Fig. 8 ein, zieht von den Schnittpunkten derselben mit den Spanten Parallele zur x-Linie nach den zugehörigen Integralkurven und ermittelt so die Inhalte der Spanten bis zur betrachteten W. L.

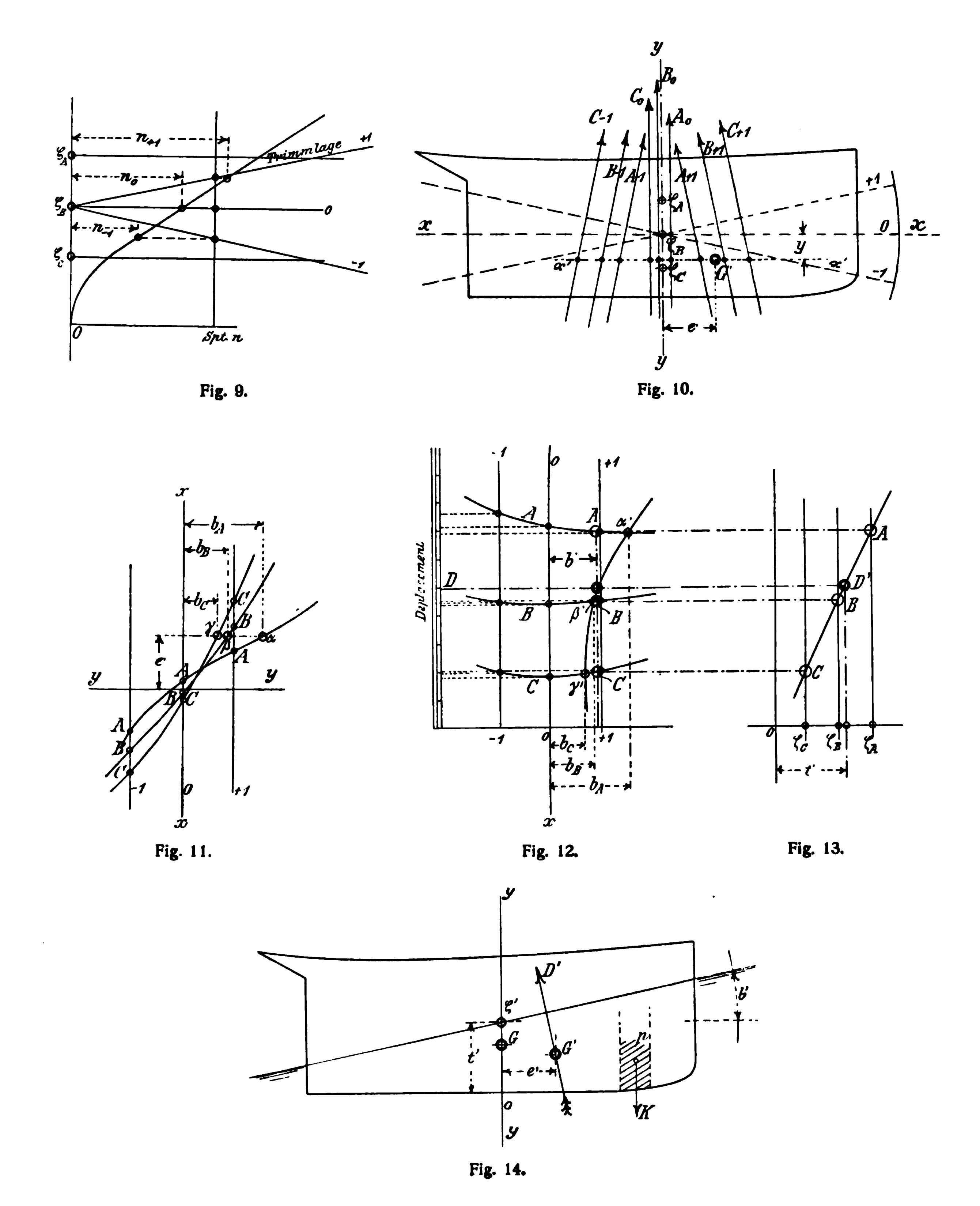


Fig. 9. Fig. 10.

Fig. 11. Fig. 12. Fig. 13.

Fig. 14.

Fig. 9 zeigt die Ermittelung des Spantinhaltes von Spt. n bis zu den Trimmlagen + 1, 0 und — 1, die Strecken n_{+1}, n_0 und n_{-1} geben die Flächengrössen des Spantes an.

Die erhaltenen Areale setzt man über die betreffenden Schwimmebenen als Ordinaten von Deplacementsskalen nach Spanten auf (hier im ganzen 9 Stück) und bestimmt die Flächeninhalte der erhaltenen Skalen und die Deplacements-Schwerpunkte in einer stets senkrecht zur Schwimmebene stehenden Geraden.[1])

Diese Geraden werden alle zu einem Diagramm Fig. 10 zusammengetragen.

In einem weitern Diagramm werden die Deplacements bei den verschiedenen Tauch- und Trimmlagen zusammengesetzt und die Punkte gleicher Tauchungen, wie Fig. 12 zeigt, durch Kurven A, B und C verbunden; damit sind die für ein Schiff nöthigen Vorarbeiten beendigt.

Das Schiff wird jetzt z. B. durch ein Gewicht k im Punkt p (siehe Fig. 14) belastet, der letztere liege mit Rücksicht auf die bisherigen Ableitungen im Vorschiff. Die G⊙-Lage des Schiffes ohne Last k ist in Fig. 14 angegeben. Durch k verschiebt sich G, der Länge und Höhe nach, bis zum Punkte G'; das Deplacement ist dann

$$D' = D + k$$

Man eliminirt y wieder (Fig. 10), erhält 9 e-Grössen auf der x'-Linie und setzt damit ein Diagramm von 3 Kurven (Fig. 11) zusammen, die Abscissen sind hier wieder die Bogenlängen der Trimmlagen.

Die x'-Grösse von G' ist = e' und zwar positiv, wenn man das Vorschiff mit +, das Hinterschiff mit — bezeichnet, deshalb zieht man auf der positiven Seite eine Parallele in der Entfernung = e' von der y-Linie durch die 3 Kurven A, B und C und erhält durch die Schnittpunkte α, β und γ drei verschiedene Bogengrössen b_A, b_B und b_C, um welche man das Schiff, um die entsprechenden Punkte ζ_A, ζ_B und ζ_C nur zu drehen braucht, wenn der Zustand des statischen Gleichgewichtes eintreten soll.

Man hat jetzt 3 Gleichgewichtsfälle bei 3 verschiedenen unbekannten Deplacements und 3 verschiedenen Bogengrössen. Da nun für ein gegebenes Deplacement und eine gegebene Schwerpunktslage nur ein statischer Gleichgewichtszustand möglich ist, so muss man diesen durch Interpolation aus den drei erhaltenen aufsuchen.

In Fig. 12 findet man durch Hinunterloten aus den gefundenen Kurvenpunkten α, β und γ, auf die Kurven A B und C 3 neue Punkte α', β' und γ'

[1]) Siehe das über die genaue und die annähernde Ermittelung des Deplacement-Schwerpunktes Gesagte auf Seite 203.

und verbindet diese durch eine Kurve. Jedem Bogen entspricht jetzt ein bestimmtes Deplacement in der Skala links, mit deren Hilfe man dann für D' den Bogen b' findet. Die Lage des neuen Drehpunktes ζ' wird durch Interpolation mit Hilfe der Diagramme Fig. 12 und 13 erlangt. Bei dem, um den Bogen b' geneigten, parallel zu dieser Lage dann verschieden getauchten Schiffe, entspricht jeder Tauchung ein Punkt ζ (auf der y-Linie gemessen) und ein bestimmtes Deplacement, also entspricht umgekehrt auch dem D' ein

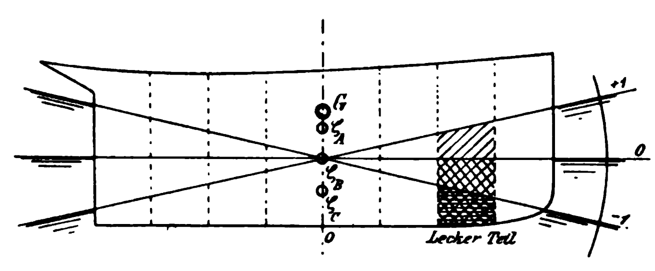


Fig. 15.

Drehpunkt ζ' und damit eine Tauchung t'. (Siehe Fig. 13.) Dieses Diagramm ist gleich dem in Fig. 7 dargestellten.

Da man aus den Diagrammen die Grössen b' und t' gefunden hat, so ist die neue W. L. ermittelt. Das durch diese W. L. abgeschnittene Volumen des Schiffskörpers wird gleich dem verlangten Deplacement sein, und die Schwerpunkte liegen in einer Senkrechten zu ihr. Es ist ein Resultat erreicht,

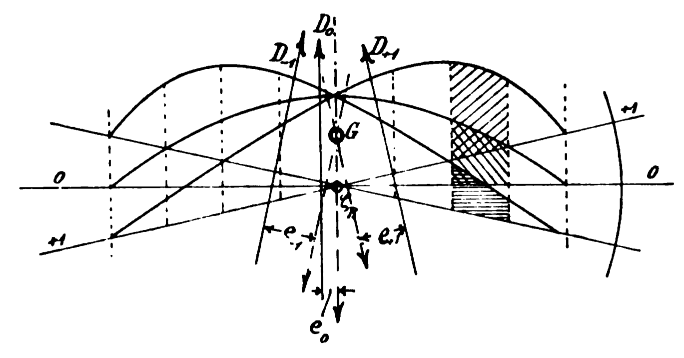


Fig. 16.

welches bei genauer Zeichenarbeit der Wirklichkeit so nahe kommt, wie es die Genauigkeit der errechneten Deplacements und der Schwerpunktabstände ermöglicht.

Auf einen besonderen Fall der Trimmrechnung, auf die sogenannte Leckrechnung, findet die vorgeführte Methode ebenfalls Anwendung.

Fall 5. Man hat im allgemeinen keine beim Leckwerden eines Schiffsraumes Berücksichtigung verlangende Aenderung der G ⊙ Lage bisher in

den Rechnungen berücksichtigt. Die Methode soll zuerst ebenfalls unter dieser Voraussetzung dargethan werden.

Man zeichnet ähnlich wie in Fall 4, für z. B. 3 Trimmlagen bei je 3 Tauchungen die Deplacementsskalen.

Wird z. B. der Raum zwischen Spt. 6 und 7 (Fig. 15) leck, so verliert das Schiff das Deplacement dieses Theiles, also die Areale der Deplacementsskalen, welche den in Fig. 16 schraffirten Flächen entsprechen. Man berechnet Inhalt

Fig. 17.

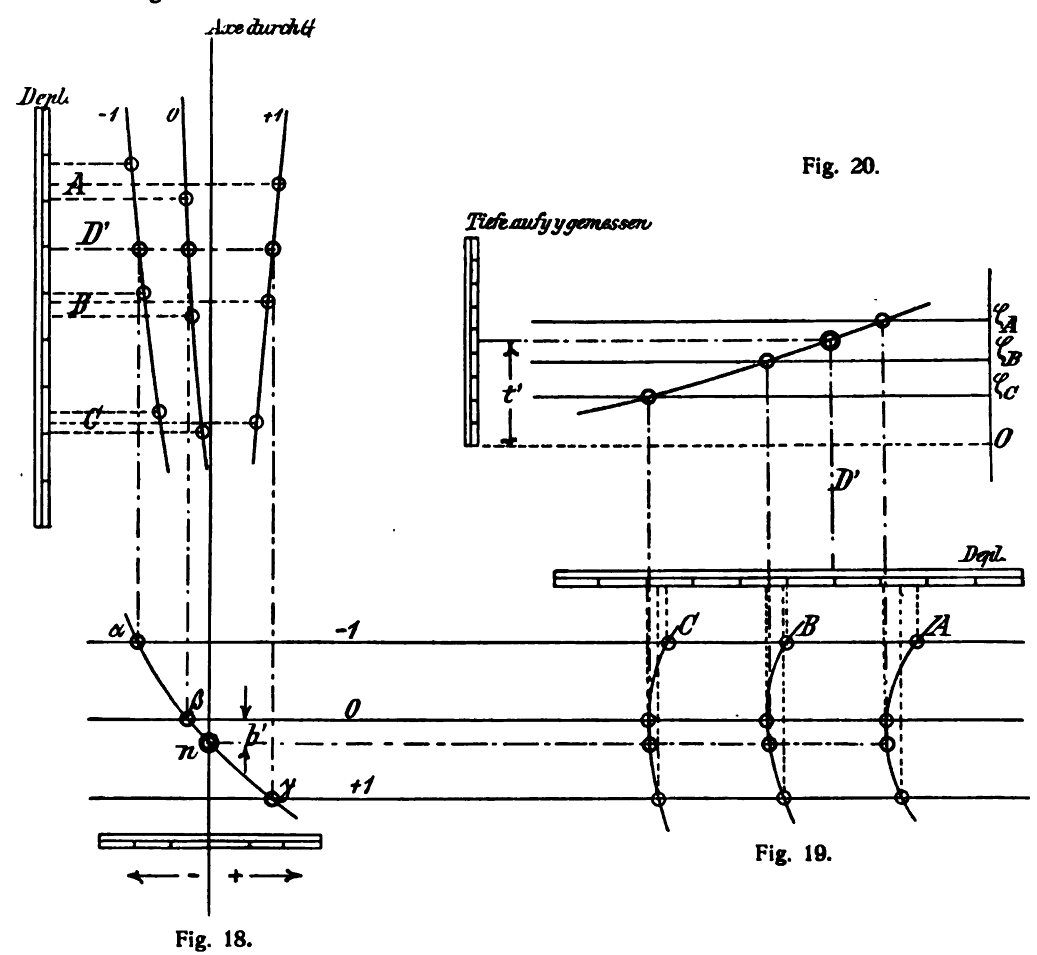


Fig. 18.

und Gesammtschwerpunkt der nicht schraffirten Flächen. Hierbei kann im lecken Raume befindliche Ladung, welche noch deplacirt, sofort Berücksichtigung durch Verkleinerung der schraffirten Flächen an passender Stelle finden.

Die y-Linie ist der Einfachheit halber durch den G ⊙ gelegt. Man errichtet durch den G ⊙ und die D-Schwerpunkte Senkrechte auf die zugehörigen Wasserlinien und bestimmt ihre Entfernungen von einander $= e_{\text{Index}}$.

Jedem e entspricht wieder ein bestimmtes Deplacement.

Durch die erhaltenen e-Grössen findet man unter Berücksichtigung der zugehörigen Deplacements im Diagramm Fig. 17 die 3 Kurven — 1, 0 und + 1 (Punkte gleicher Indices durch Kurven verbunden).

Als Operationsbasis ist die stets durch den G ⊙ gehende Senkrechte gewählt, genannt: Achse durch G.

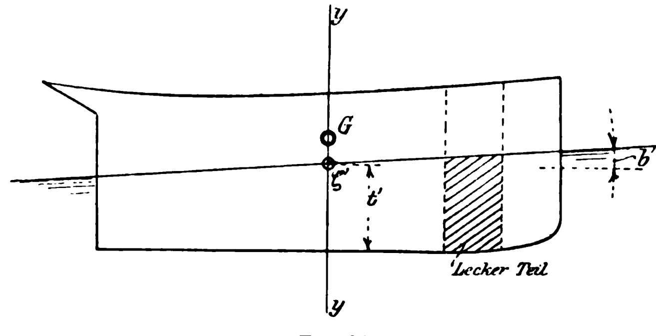


Fig. 21.

Die Grösse der Wasserverdrängung D des Schiffes ist als konstant angenommen; für dieselbe erhält man auf den 3 Kurven — 1, 0 und + 1 die Punkte *α*, *β* und *γ*, lotet sie in das darunterliegende Diagramm Fig. 18, jeden Punkt auf seine entsprechende Linie, und verbindet die dadurch erhaltenen

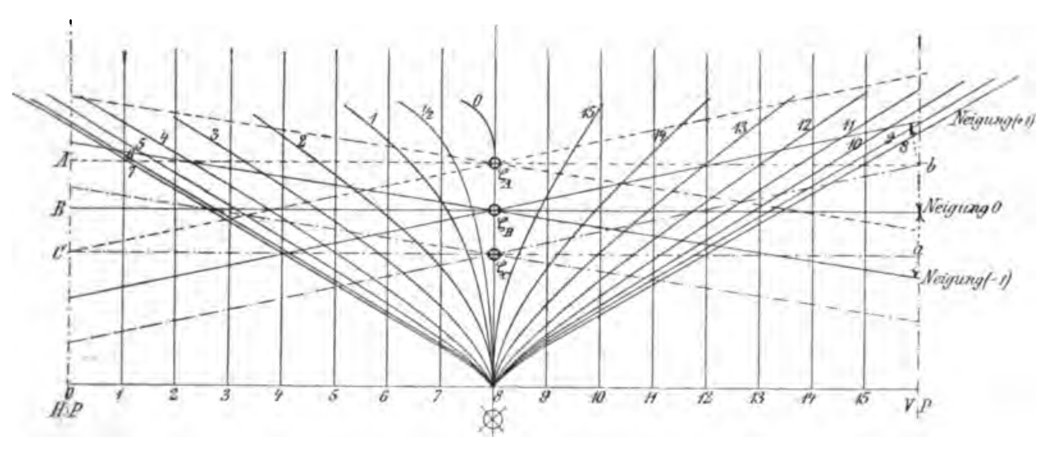
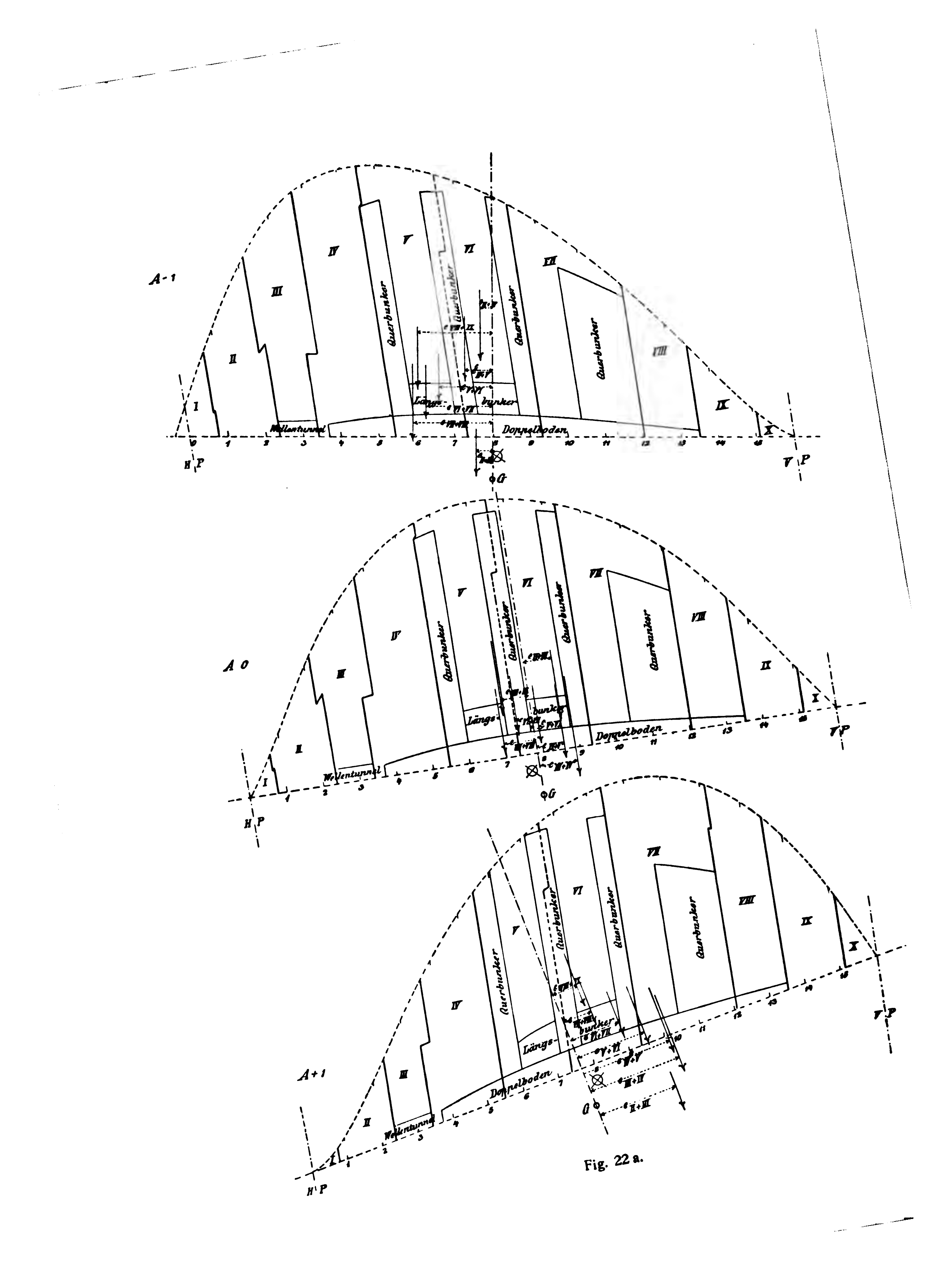


Fig. 22.

neuen Punkte *α'* *β'* und *γ'* durch eine Kurve, welche die G-Linie einmal in n schneidet. Da die 3 Kurven + 1, 0 und — 1 in Fig. 17 die Wanderungen des Deplacements ⊙ bei den 3 bekannten Trimmlagen angeben, so bedeutet der Schnittpunkt n das Eintreffen des D ⊙ auf der Senkrechten (zur zugehörigen W. L.) durch den G ⊙ bei einer Trimmlage, für welche man den Bogen b' aus Fig. 18 ermittelt.



A-1
A 0
A+1
Querbunker
Längs-
bunker
Wellentunnel
Doppelboden
H P
V P
G

Fig. 22 a.

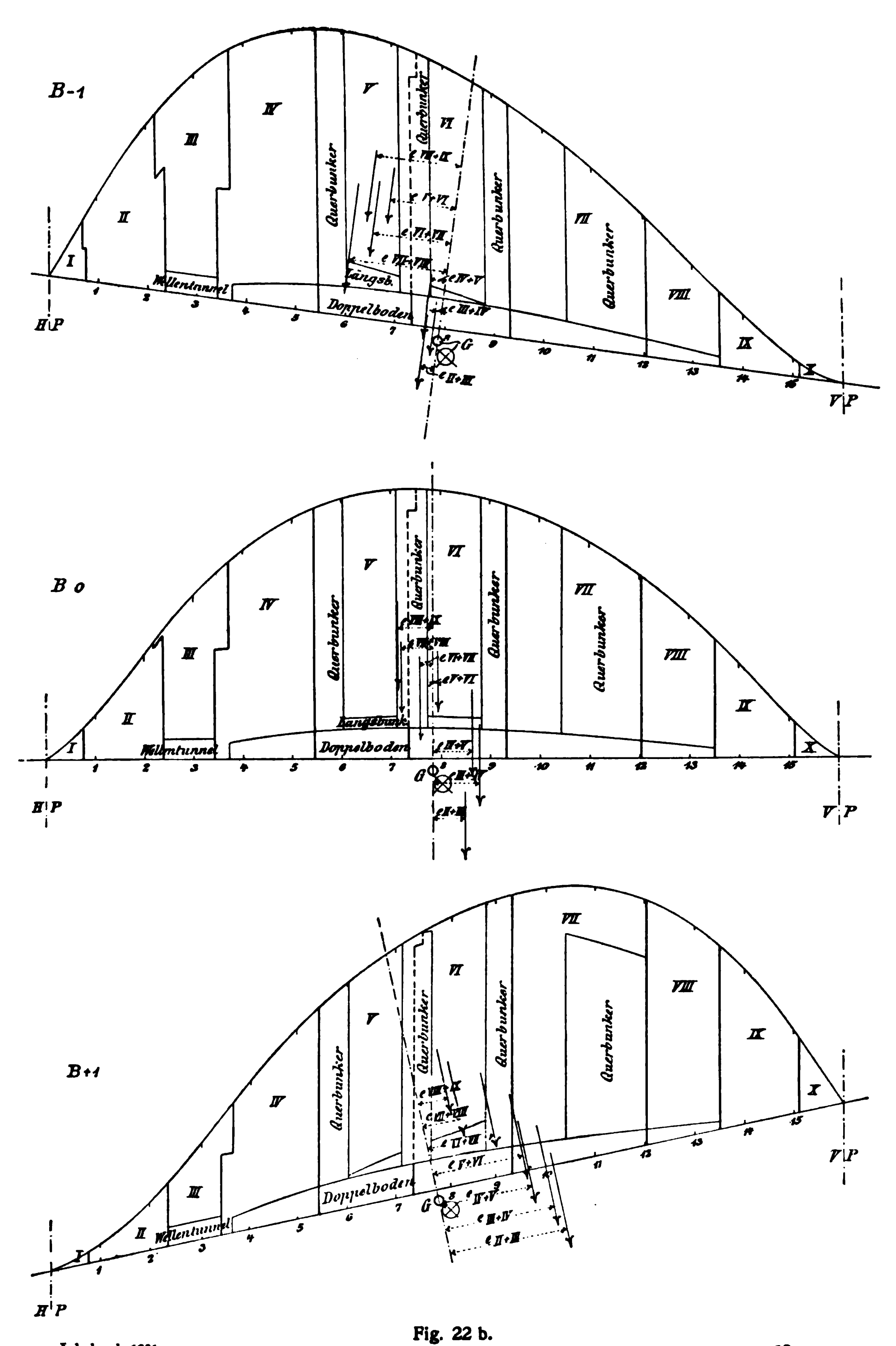

B-1
Querbunker
Wellentunnel
Längsb.
Doppelboden
H P
V P
G
B o
Längsbunk.
B+1

Fig. 22 b.

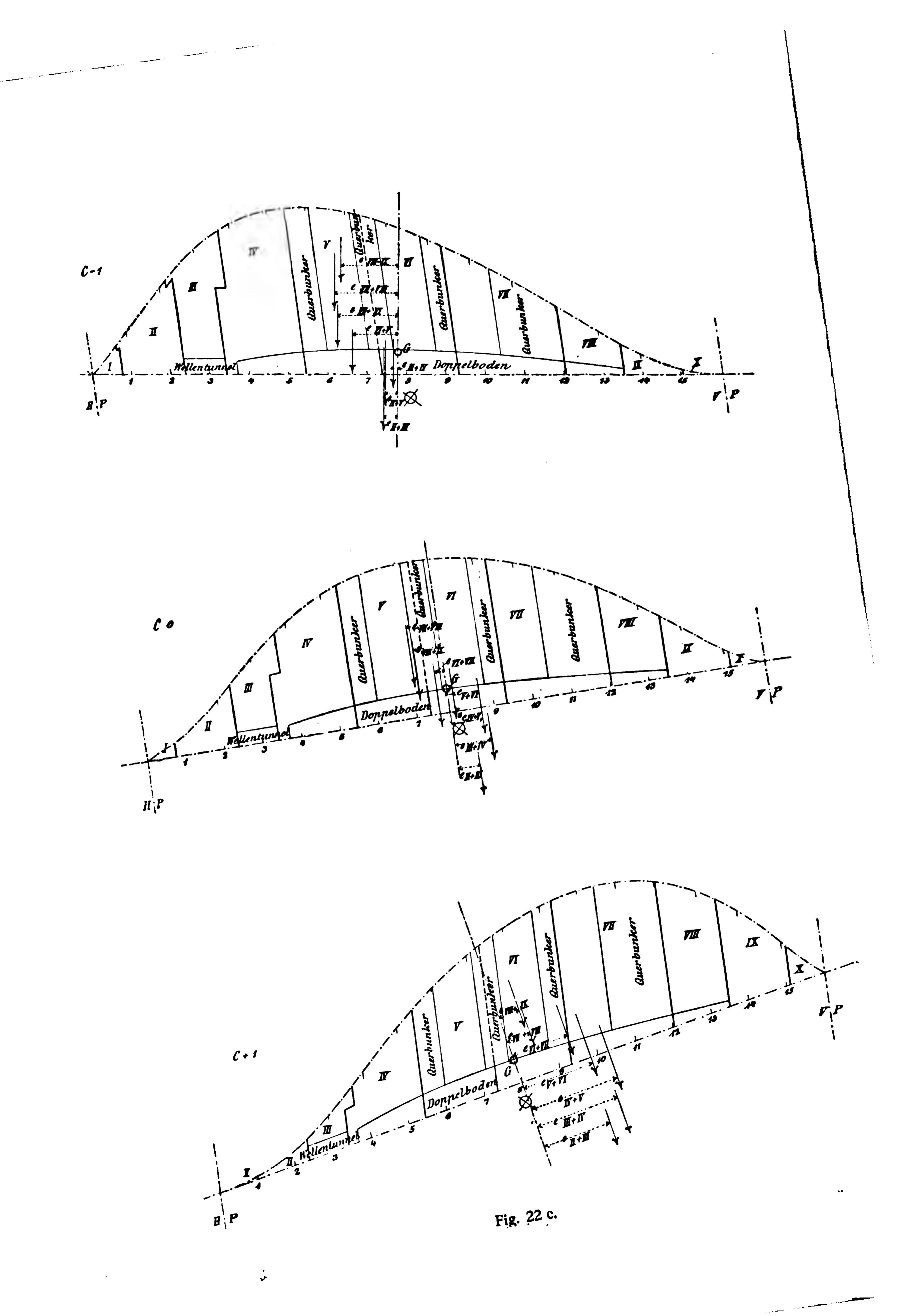
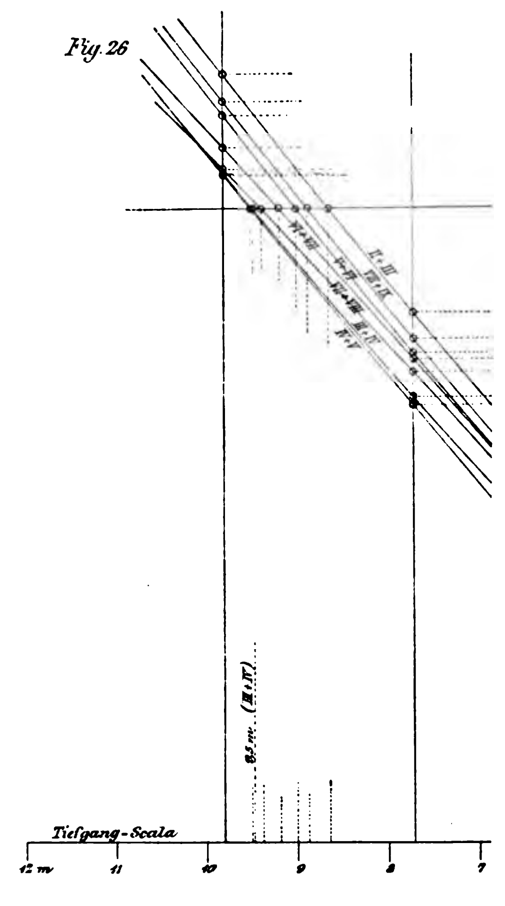
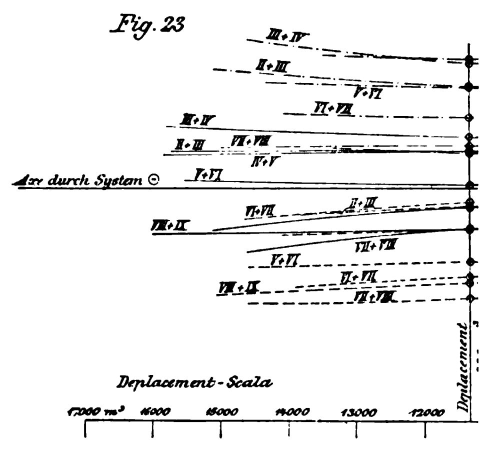


Fig. 22 c.


Fig. 26
Tiefgang-Scala
12 m
11
10
9
8
7


Fig. 23
Axe durch System ⊙
Deplacement-Scala
17000 m³
16000
15000
14000
13000
12000
Deplacement

Br. 194a.

Die Fig. 19 ist ein aus Trimmlagen und zugehörigen Deplacements zusammengesetztes Diagramm, in welchem die Punkte gleicher Tauchungen durch Kurven verbunden werden, genau wie in Fall 4, Fig. 12. In gleicher Weise wie dort, findet auch hier die Ermittelung von ζ statt, (siehe Fig. 19 und 20). Fig. 21 zeigt die gesuchte W. L.

Fall 6. Wandert der G ⊙ beim Leckwerden einer Abtheilung, so kann die neue G ⊙ Lage, sofern sie bekannt ist, sofort von Anfang an in die eben gezeigte Rechnung eingeführt werden, da die Ermittelung eine für jeden leckwerdenden Theil vollkommen separate ist. Sollte z. B. durch Leckwerden des in Fig. 15 schraffirten Theiles eine Verschiebung des G ⊙ nach G' ⊙ bedingt werden, so legt man alle gestrichelten Senkrechten zu den angenommenen W. L. in Fig. 16 durch den G' ⊙. Die e-Grössen u. s. w. werden genau wie im vorangegangenen Falle gefunden und verwendet. Der Drehpunkt der Trimmlagen wandert stets auf der y-Linie und braucht nicht durch die Punkte G ⊙ oder G' ⊙ zu gehen wie im gegebenen Beispiele.

Vereinigt man die —1, 0 und + 1 Kurven aller leckwerdenden Theile zu einem Diagramm, so fallen alle G-Linien in eine zusammen.

Diesen Ausführungen sind die Kurven der Leckrechnung eines Oceandampfers nach eben besprochener Methode beigefügt. Fig. 22 giebt das Bild der Spantintegralkurven mit den eingezeichneten Trimmlagen, Fig. 22a, 22b und 22c zeigen die verschiedenen Deplacementsskalen mit den eingezeichneten Senkrechten durch die verschiedenen Deplacementsschwerpunkte, Fig. 23 und 25 die Kurven der vorbereitenden Rechnung, (ähnlich der Fig. 17 und 19 im allgemeinen Beispiele). Fig. 24 die Ermittelung der Bogengrössen aller Trimmlagen für ein konstantes Deplacement = 11 330 cbm und Fig. 26 die Ermittelung der Punkte ζ, gegeben durch die Entfernung derselben von 0, gemessen auf der y-Linie.

Fig. 27 zeigt die Anordnung der Schotten, der gefüllten Kohlenbunker und des unversehrt gedachten Doppelbodens u. s. w.

Die eingezeichnete W. L. giebt die Schwimmebene an, bis zu welcher der Dampfer beim Leckwerden der Räume III und IV tiefer taucht. Die Doppelzahlen an den, den einzelnen Fällen entsprechenden Kurven bezeichnen die leckgedachten Schiffsräume.

Die für ein Schiff einmal gemachten Vorarbeiten bleiben benutzbar für jede anfängliche Lage des Schiffes vor dem Leckwerden irgend eines Abtheiles, für jede Gewichts- und Gewichts-Schwerpunkts-Aenderung. Jedes

hinzukommende Moment lässt sich deshalb ohne grosse Zeichenarbeit berücksichtigen und jede Rechnung einem genauen Endergebnisse zuführen.

Die einfachste Probe der erhaltenen Resultate ist die Nachrechnung des durch die ermittelte W. L. abgeschnittenen Deplacements und seines Schwerpunktes der Länge nach.

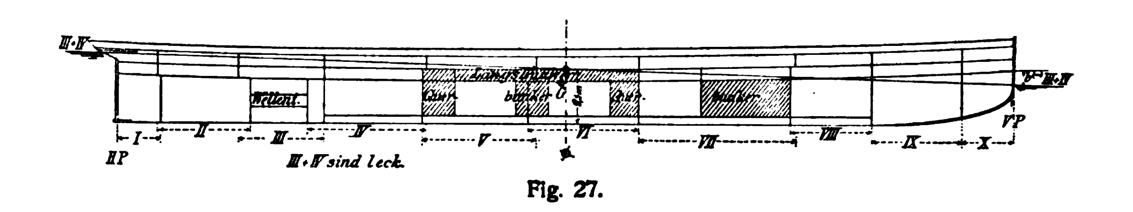


Fig. 27.

II. Theil.

Deplacements- und Gewichts-Schwerpunkt wandern nach beliebigen Stellen des Körpers.

Der Gegenstand der Untersuchung sei zuerst wieder ein einfach gestalteter Körper, z. B. mit trapezförmiger Grundfläche und senkrecht dazu stehenden Seitenwänden wie ihn Fig. 28 zeigt.

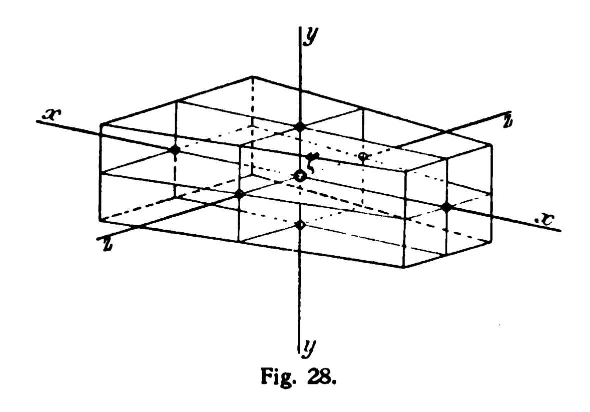


Fig. 28.

Man denke sich in den Körper die 3 Koordinaten-Achsen x, y und z so hineingelegt, dass x und y in die Längsmittelebene fallen und z ungefähr in halber Höhe durch den Körper geht.

Jede Lage dieses Körpers im Wasser bedingt eine gewisse Grösse seiner Wasserverdrängung und eine bestimmte Lage seines Deplacements ⊙, festgelegt durch die 3 Ordinaten x, y und z; umgekehrt entsprechen jedem Deplacement und seiner ⊙ Lage bestimmte Trimm-, Krängungs- und Tauchungs-

lagen. Diese müssen also auch für jedes Deplacement des Körpers und jeden Deplacements ⊙ gefunden werden können und zwar wieder durch Interpolation aus entsprechenden, als Folge systematischer Aenderung der Körperlage im Wasser gefundenen Werthen.

Wie in Theil I bringt man den Körper in die Tauchungslagen ζ_A, ζ_B und ζ_C, bei jeder derselben in die Trimmlagen (T. L.) -1, 0 und $+1$, und jetzt noch bei jedem dieser 9 Zustände in die Krängungslagen (K. L.) 0, I, II und III.

Die Tauchung wird, wie früher, auf der y-Linie von 0 aus gemessen.

Man untersucht den Körper in der K-L 0 bei den T. L. $-1, 0, +1$ und jede dieser T. L. in den Tauchungen ζ_A, ζ_B und ζ_C; das Gleiche führt man bei den K. L. I, II und III des Körpers durch. (Fig. 29a und 29b.)

Hat man von allen Lagen, (nach eben mitgetheilter Anordnung = 36) die Deplacements und die Lagen ihrer Schwerpunkte in den Senkrechten aus diesen Schwerpunkten auf die neuen W. L. gefunden, so setzt man die Senkrechten zusammen zu 2 Diagrammen für jede Krängungslage (also 8 Diagramme im Ganzen); und zwar sind in Fig. 30 alle Senkrechten für die T. L. -1, 0 und $+1$ und die Tauchungen ζ_A, ζ_B und ζ_C nach ihren Entfernungen in der x-Richtung, und in Fig. 31 dieselben Senkrechten nach ihren Entfernungen in der z-Richtung geordnet. — Es zeigt Fig. 30 also die Projektionen der Senkrechten aus den D-⊙ auf die Längsmittelebene, Fig. 31 die Projektionen auf die Querebene.

In Fig. 37 sind ausserdem die Deplacements nach Tauchung und T. L. zusammengesetzt, d. h. die Punkte gleicher Tauchung und T. L. durch Kurven verbunden.

Damit sind die Vorarbeiten der Hauptoperationen beendet. Die Entfernung der Deplacementsschwerpunkte in der y-Richtung bleibt unermittelt, weil es für die Methode gleichgültig ist, in welcher Höhe der Deplacement-⊙ auf der Senkrechten durch ihn zur neuen W. L. liegt, wenn sich der Körper im statischen Gleichgewichte befindet.

Die Entfernungen in der x-Richtung werden in den folgenden Entwickelungen, wie bereits im Theil I mit e, die Entfernungen in der z-Richtung mit f bezeichnet.

Angenommen:

Fall 7. Der Körper wird durch ein Gewicht k in einem Punkte so belastet, dass der ⊙ des neuen Gesammtgewichtes in G' liegt, gegeben durch die Grössen e', f' und y. Siehe Fig. 30 und 31. Das neue Deplacement ist

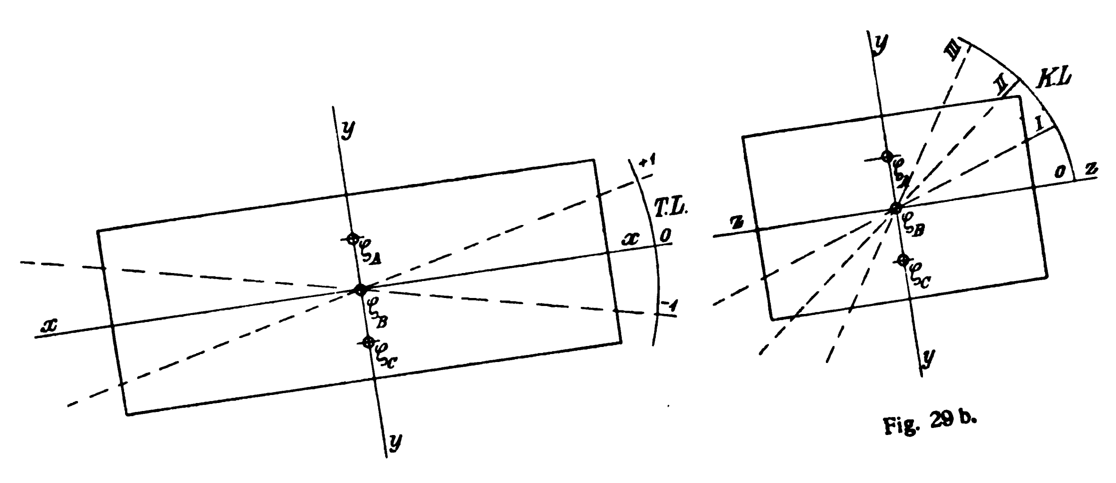


Fig. 29 a.

Fig. 29 b.

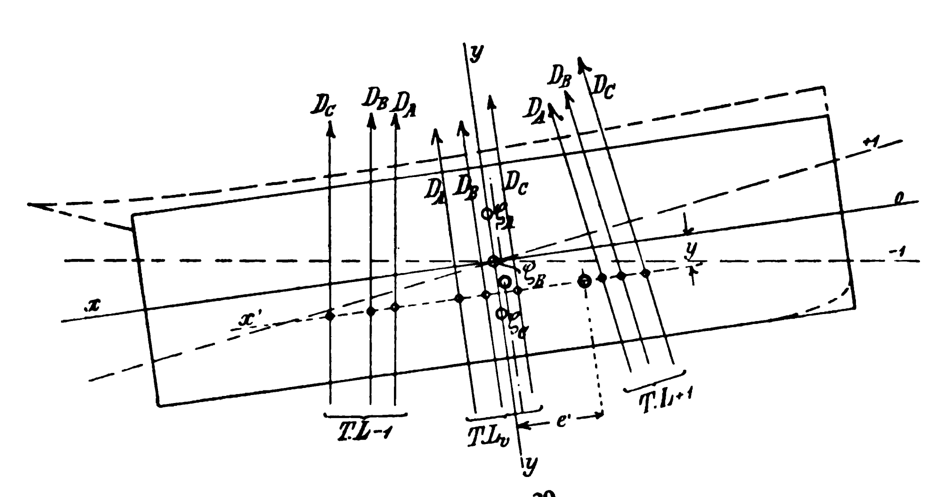


Fig. 30.

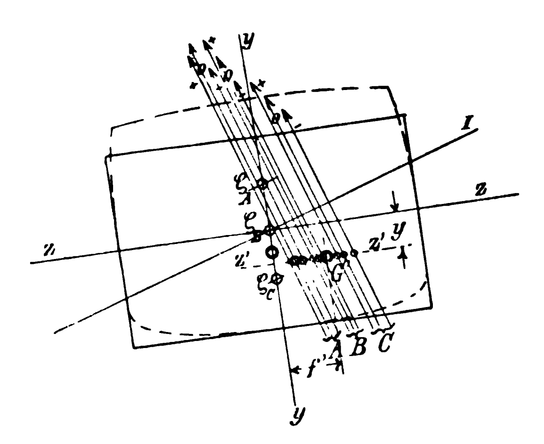


Fig. 31.

$$D' = G + k$$

Man nimmt 4 K. L. an, zeichnet den G' ⊙ in die dadurch nöthigen 8 Diagramme nach dem Muster der Fig. 30 und 31 ein, legt Parallele durch G' zu xx und zz und erhält die Linien x'x' und z'z', welche alle Senkrechten aus den Deplacementsschwerpunkten in je einem Punkte schneiden. Die vorhandene Entfernung y des G' ⊙ von der z-Linie ist dadurch eliminirt und steht somit ausserhalb der ferneren Betrachtungen.

Aus den Entfernungen der erhaltenen Schnittpunkte der Senkrechten mit der x'x' und z'z' von der y-Linie, also aus allen Grössen e und f, setzt man Diagramme mit Hilfe der zugehörigen Deplacements zusammen nach dem Muster der Fig. 32 (e) und Fig. 33 (f), und zwar die e unter Beachtung ihres positiven oder negativen Werthes, nach der +- oder — Seite von yy und verbindet die Punkte gleicher T. L. durch Kurven. Bei entsprechenden Körperformen können die f-Werte natürlich auch negativ werden.

Da die Körperhälften, durch die vertikale Mittelebene in der Längsrichtung getrennt, einander gleich sind, so braucht man den Körper nur nach einer Seite zu krängen, weil die gleichen K. L. nach der andern Seite dieselben f ergeben würden. Es ist nach rechts gekrängt, also +, die erhaltenen f-Grössen sind demnach positiv von der y-Linie abzusetzen.

Im Diagramm Fig. 33 zieht man durch die Punkte gleicher K. L. Kurven. Die Punkte für die T. L. der K. L. 0 liegen natürlich auf der y-Linie, da der D ⊙ in der vertikalen Längsmittelebene liegt.

Durch D' erhält man in jedem Diagramm 12 Punkte und damit die e- und f-Grössen für alle K. L. und T. L. bei einem Deplacement. Die Punkte aus Fig. 32 lothet man nach Diagramm Fig. 34 auf die entsprechenden horizontalen Linien, nämlich die T. L. —1, 0 und +1; verbindet dann die erhaltenen neuen Punkte gleicher K. L. miteinander und erhält so die Kurven 0, I, II und III. Ebenso lothet man die Punkte aus Fig. 33 in das Diagramm Fig. 35 auf die zugehörigen horizontalen Linien und verbindet Punkte gleicher K. L. durch die Kurven I, II und III; 0 fällt hierbei mit der y-Linie zusammen.

Durch das gegebene e' findet man in Fig. 34 die Punkte p, q, r und s, d. h. für ein gegebenes D' und e' vier verschiedene T. L., deren Bogenlängen b_0, b_I, b_{II} und b_{III} jedoch sehr verschieden sind von denen, die man durch das gegebene f' aus Fig. 35 ermitteln könnte, das liegt in der Natur der Sache. Aus beiden Diagrammen würde man nämlich bei gegebenen D', e'. und f' 3 verschiedene T. L. mit zugehörigen K. L. erhalten, und damit scheinbar 3 W. L. für die statische Gleichgewichtslage. Indessen ist nur eine solche W. L.

Fig. 32.

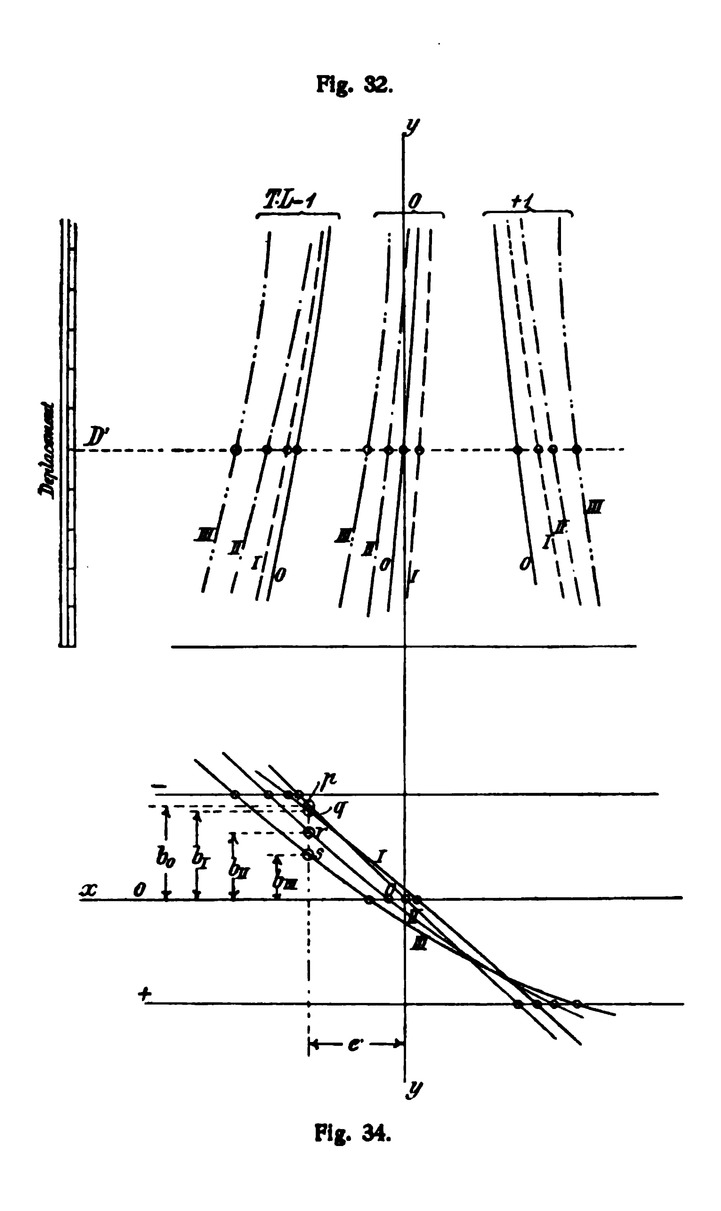


Fig. 34.

Fig. 33.

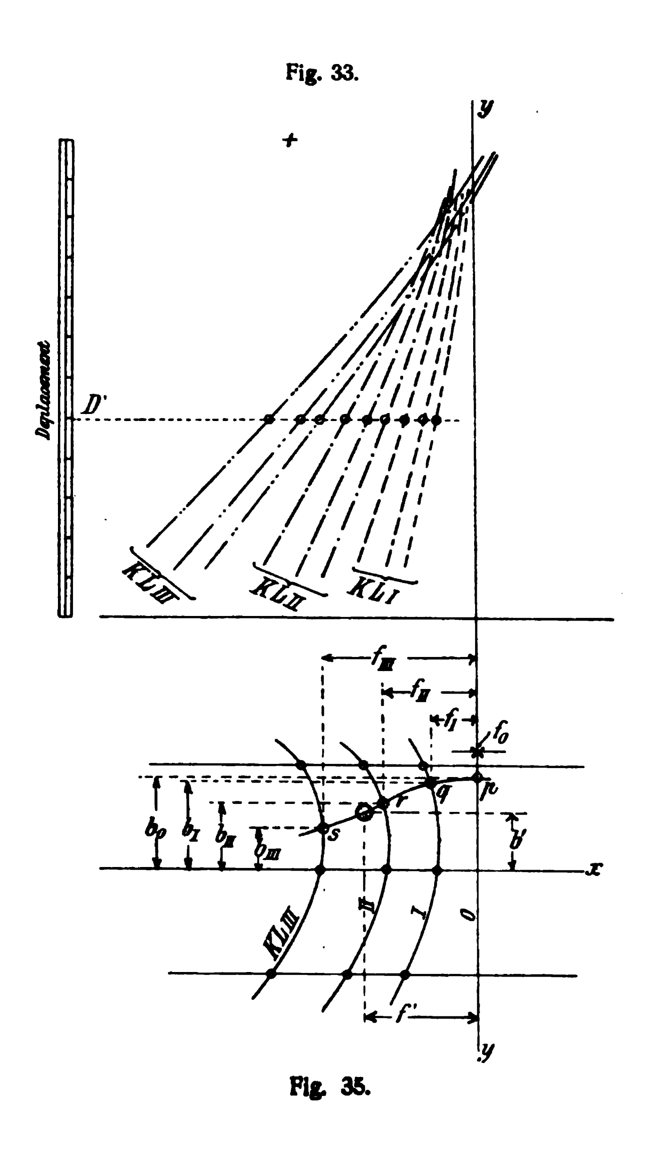


Fig. 35.

möglich, denn es wurde von der, der Wirklichkeit entsprechenden Behauptung ausgegangen: „Ein gegebenes Deplacement mit bestimmter Schwerpunktslage kann nur durch eine einzige W. L. vom Volumen des Körpers abgetrennt werden.“

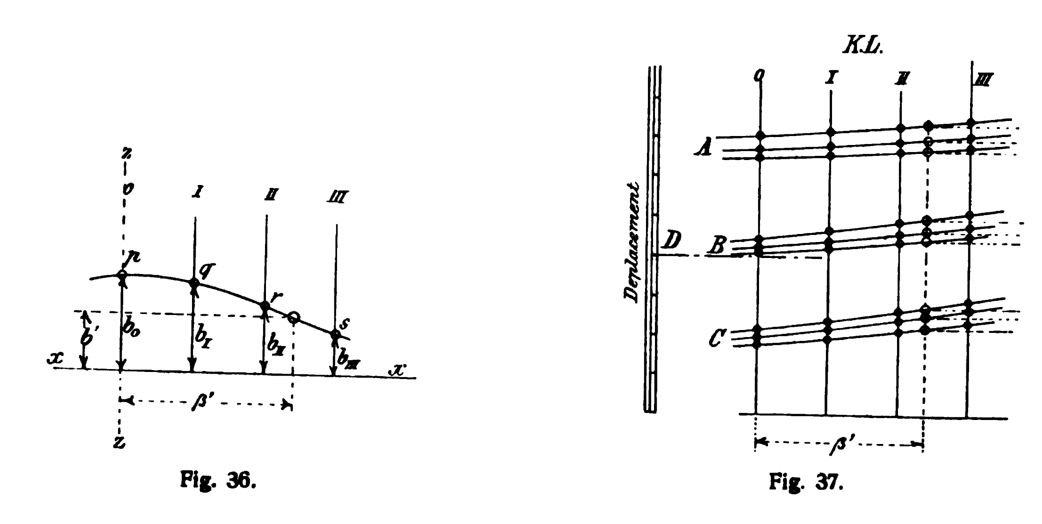


Fig. 36. Fig. 37.

Man führt die T. L.-Bögen: b_0, b_I, b_{II} und b_{III} in Fig. 35 ein, erhält auf der Linie 0 und auf den Kurven I, II und III die Schnittpunkte p' q' r' und s' und verbindet diese durch eine Kurve. Die genannten Punkte ergeben für ein e — 4 verschiedene f-Grössen, abhängig von den T. L.-Bögen. Für das

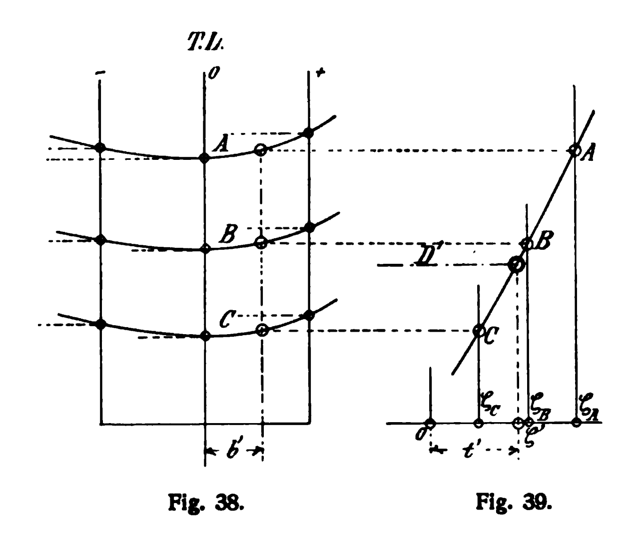


Fig. 38. Fig. 39.

gegebene f' findet man den T. L.-Bogen b' leicht in Fig. 35. Da die T. L.-Bögen b_0, b_I, b_{II} und b_{III} jetzt von den K. L. 0, I, II und III abhängen, so lässt sich für b' die zugehörige K. L. resp. ihre Bogen β' von der z-Linie aus gemessen,

ermitteln, wie dies in Fig. 36, einem Diagramm, dessen Abscissen die β_0, β_I, β_{II} und β_{III} und dessen Ordinaten die b_0, b_I, b_{II} und b_{III} sind, leicht erkenntlich vorgeführt ist

Es bleibt noch übrig, den Drehpunkt ζ' zu finden.

In Fig. 37 sind sämmtliche 36 errechneten Deplacements auf die K. L. 0, I, II und III als Ordinaten aufgetragen und die Punkte gleicher Tauchung und T. L. durch Kurven verbunden. Für den gefundenen K. L.-Bogen β' ergeben sich auf allen Kurven zusammen 9 Punkte. Man lothet sie nach Fig. 38 hinüber auf die T. L. —1, 0 und +1, verbindet die Punkte gleicher Tauchung, erhält für den gefundenen T. L.-Bogen b' die drei Punkte A, B und C, lothet sie nach Fig. 39 auf die entsprechenden Tiefgangslinien ζ_A, ζ_B und ζ_C, verbindet die Punkte A, B und C durch eine Kurve und findet, wie leicht ersichtlich, für D' den Punkt ζ', welcher um t' von 0 aus, auf der y-Linie zu messen, entfernt liegt.

T. L., K. L. und ζ sind vorhanden, die neue W. L. kann durchgelegt werden und schneidet ein Deplacement D' mit seinem Schwerpunkt in D' vom Volumen des Körpers ab. Der G' ⊙ befindet sich in der Senkrechten durch den D' ⊙ zur neuen W. L. und liegt in den, in der Distance y' zu xx und zz parallelen Entfernungen e' und f' von der y-Linie. Die Aufgabe ist damit gelöst.

Man wird aus der vorgeführten Methode wieder erkennen, dass die Rechnung nicht bei einer vorhandenen Schwimmlage einsetzt, wie bei analytischen Methoden. Die Berechnung der Wasserlinien-Trägheitsmomente, der metacentrischen Höhen und der Trimmomente (nebenbei bemerkt der falschen) kann überhaupt fortfallen, (da man diese Werthe nicht einmal zur Ermittelung der Systemschwerpunktshöhe eines schwimmenden Schiffes braucht), und die darauf verwendete Zeit kann also erspart bleiben.

Fall 8. Die Anwendung der Methode auf einen Schiffskörper geschieht ohne weitere Komplikation genau so, wie oben beschrieben.

Die Ermittelung der e- und f-Grössen verlangt die Konstruktion verschiedener Kurven, deren Abscissen die jeweilige Wasserlinienlänge und deren Ordinaten die Flächen- und statischen Momente (bezogen auf die Drehachse) der einzelnen eingetauchten Spanten darstellen. Siehe Figur 40. Diese Kurven schliessen mit der Abscissenachse sogenannte Deplacements- und Momentenflächen ein. Man ermittelt unter Benutzung eines Amsler'schen Integrators die Inhalte der Momenten- und Deplacementsflächen, dividirt die zusammengehörenden durcheinander und erhält:

$$\frac{M}{D} = h_q$$

d. h. die Abstände der zu den gewählten W. L. errichteten Senkrechten aus den zugehörigen Deplacementsschwerpunkten vom jeweiligen Drehpunkt der K. L., also von ζ_A oder ζ_B oder ζ_C und zwar auf der gewählten W. L. (querschiffs) gemessen.

Die Lage der Deplacementschwerpunkte der Höhe nach ist für diese Operationen gleichgültig, man kann sie auch für die genaue Ermittelung der h_l, d. h. der Abstände der oben genannten Senkrechten vom jeweiligen Drehpunkt der T. L., also auch von ζ_A oder ζ_B oder ζ_C auf der gewählten W. L. aber längsschiffs gemessen, entbehren.

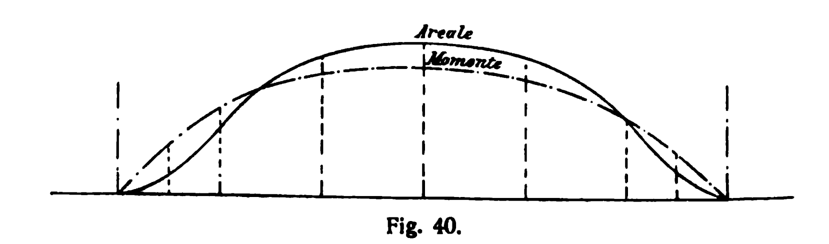


Fig. 40.

Im Nachfolgenden wird eine für die besprochenen Trimm-, Krängungs- und Leckrechnungen genügend angenäherte und eine genaue Vermittelung der h_l-Grössen gezeigt. Bei der Integration der Deplacementsflächen errechnet man zu gleicher Zeit die Schwerpunkte derselben, bezogen auf eine Senkrechte zur x-Linie und errichtet im Schnittpunkte s der Senkrechten durch die Schwerpunkte mit der jeweiligen W. L. eine Senkrechte zu dieser W. L. (Fig. 41).

Die Entfernung des Punktes s vom Drehpunkte ζ wird annähernd gleich der Entfernung des Schnittpunktes s' der Senkrechten aus dem wirklichen Deplacementsschwerpunkte auf die W. L. von ζ sein, da die Trimmwinkel nicht gross gewählt werden, und die Entfernungen des Deplacementsschwerpunktes von der W. L. immer verhältnissmässig klein im Verhältniss zur Länge des Schiffes bleiben werden. Sie kann also als h_l-Grösse Verwendung finden. Die an Schiffen von verschiedener Völligkeit und Länge ausgeführten Rechnungen haben die Brauchbarkeit dieser angenäherten Grösse bestätigt.

Für die genaue Rechnung ist es nöthig, die Flächen und statischen Momente von Spanten zu besitzen, welche senkrecht zu der gewählten Trimmlage stehen. Die Auszeichnung dieser besonderen Spantenrisse für

jede Trimmlage ist leicht durchführbar. Die Flächen und statischen Momente dieser Spanten sind wieder die Ordinaten der oben besprochenen

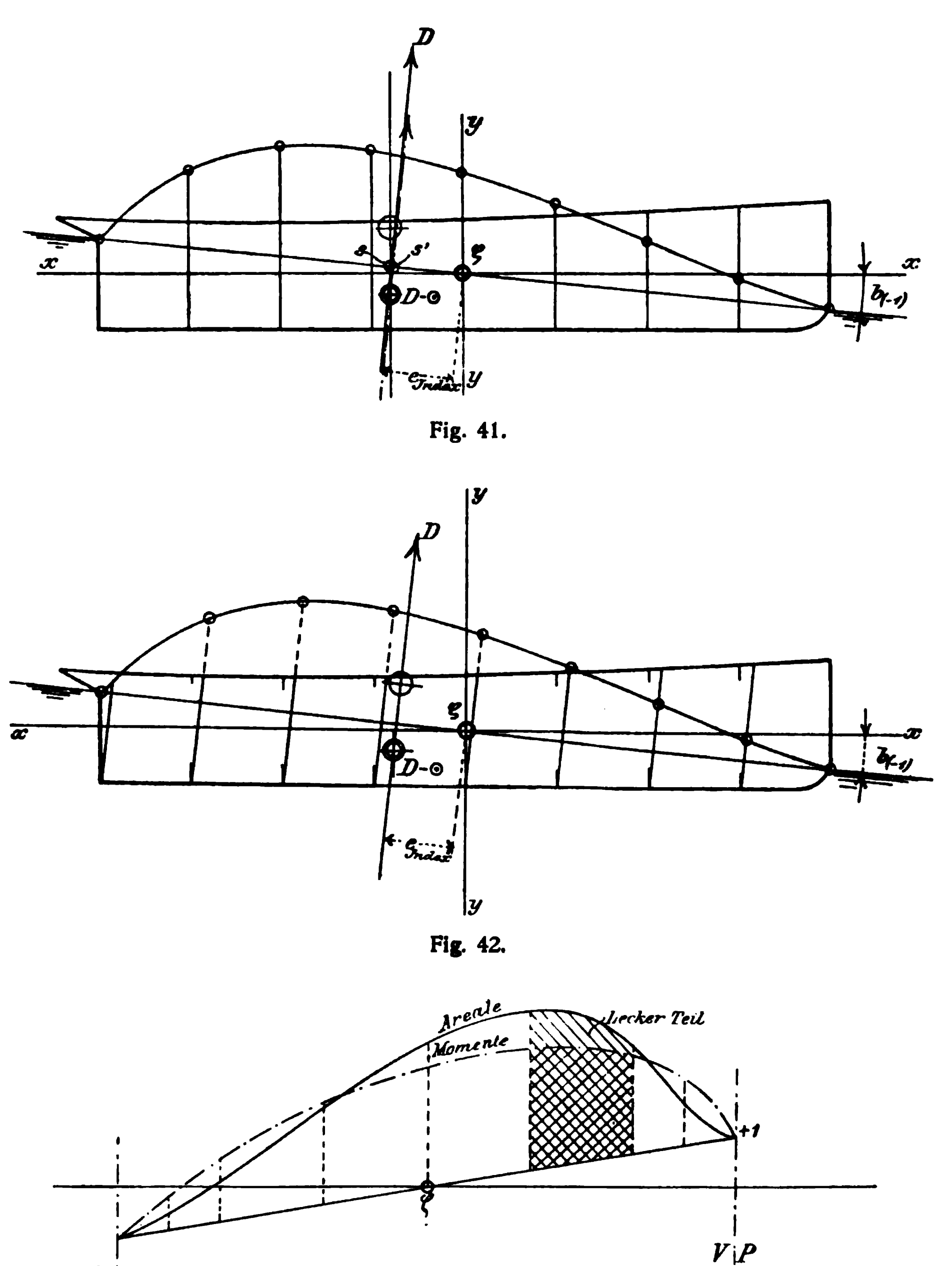


Fig. 41.

Fig. 42.

Fig. 43.

Deplacements- und Momentenflächen. Bei der Integration der ersteren ermittelt man wieder die Entfernung des Deplacementsschwerpunktes (Fig. 42) in einer Senkrechten zur Trimmlage, bezogen auf die Richtung der zu der Trimmlage senkrecht stehenden Spanten.

Die Grössen h_q und h_l verwendet man nun zur Konstruktion von Diagrammen nach dem Muster von Fig. 30 und 31 und operirt dann weiter wie in Fall 7 dargethan.

Die Anwendung der Methode auf das lecke Schiff gestaltet sich genau so, wie oben beschrieben. In allen Deplacements- und Momentenflächen sind die dem nicht mehr deplacirend gedachten Schiffstheile entsprechenden Flächen zu schraffiren und als nicht vorhanden zu behandeln (Fig. 43).

Man bestimmt sonach nur von den weissen Flächen Inhalt und Schwerpunkte, erhält die h_q und h_l und später die e und f unter Berücksichtigung der Deplacements-Verluste und operirt ebenfalls weiter, wie in Fall 7 gezeigt.

Die zur Konstruktion der Deplacements- und Momentflächen nöthigen Ordinaten können auf verschiedene Weise gefunden werden.

Man ermittelt für das ungetrimmte Schiff bei allen Krängungslagen die Inhalte der einzelnen Spanten und ihrer statischen Momente, bezogen auf den jeweiligen Drehpunkt ζ, dem Schnittpunkte der W. L. mit der Y-Achse, und zwar für die verschiedenen Tauchungen der Spanten unter Benutzung des Amsler'schen Integrators. Die erhaltenen Flächen- und Momentengrössen werden als Abscissen zu Kurven zusammengetragen, welche den Charakter der Spantintegral-Kurven haben (Fig. 22). Für jede K. L. ist ein solches Flächen- und ein Momentenbäumchen zu zeichnen. Durch die Drehpunkte ζ_{Index} werden jetzt Trimmlagen gelegt und in bereits früher besprochener Weise (Fig. 9) die Flächen und Momenten der Spanten für das getrimmte Schiff graphisch gewonnen. Diese Methode empfiehlt sich, wenn ein Amsler'scher Integraph zur Verfügung steht, welcher die erwähnten Kurvenbäumchen aufzeichnet und damit die Hauptarbeit mechanisch ausführt.

Man kann jedoch auch die einzelnen Spantflächen in Richtung der Y-Linie so gegeneinander verschieben, dass die Wasserlinien der bei den einzelnen T. L. des Schiffes verschieden tief eingetauchten Spantflächen, also auch die Drehpunkte ζ aufeinander zu liegen kommen. Diese Operation muss aber für jede Trimmlage durchgeführt werden. Mit Hilfe des Integrators erhält man dann direkt die Flächen und Momentengrössen für jedes Spant bei jeder untersuchten K. L. und T. L. des Schiffes.

Die entwickelte Methode erscheint durch die Vorarbeiten etwas langwierig und auf den ersten Blick für die Praxis nicht geeignet. Die durch die Vorarbeiten ermittelten Deplacements- und Momentenflächen können aber noch manche weitere Verwendung finden, z. B. in der Festigkeits- und Ablaufs-

rechnung, besonders aber in der mit der Trimm- und Krängungsrechnung sehr verwandten Stabilitätsrechnung. Ohne grosse Schwierigkeit ist es möglich, für lecke oder getrimmte Schiffe die wirklichen von der Richtung der krängenden Kraft abhängenden Hebelsarme der statischen Stabilität zu ermitteln, welche sehr verschieden ausfallen von den durch die üblichen Rechnungen erhaltenen Querschiffsprojektionen der Hebelsarme, die leider vielfach als die wahren angesehen und verwendet werden.

Vortheile der vorgetragenen Methode.

1. Man erhält bei präciser Zeichenarbeit sehr genaue Resultate. Es werden keine Annahmen gemacht, welche nicht vollkommen den wirklichen Zuständen entsprechen.

2. Bei einmal vorhandenen Grundarbeiten, welche für Trimm-, Krängungs-, Leck- und Stabilitätsrechnungen u. s. w. verwendet werden können, lassen sich Resultate unbeschränkter Zahl in kurzer Zeit erreichen.

3. Direkte analytische Arbeiten mit Ausnahme einfacher Multiplikationen und Divisionen fallen ganz fort.

4. Die Ausführung der besprochenen Arbeiten setzt keine grossen theoretischen Kenntnisse voraus, deshalb kann sie von jedem Zeichner unter Aufsicht eines Ingenieurs bewirkt werden.

5. Fehler in der Ausführung werden bei den Einzeloperationen sofort sichtbar, können also nicht, wie bei den analytischen Methoden, durch die ganze Rechnung geschleppt werden.

Diskussion.

Herr Ingenieur Gümbel:

Die uns hier vorliegende Arbeit, glaube ich, wird ein Jeder, der sich mit dem Stabilitätsprobleme beschäftigt hat, mit Freude begrüssen; mit besonderem Interesse habe ich dieselbe verfolgt, da ich selber die von dem Verfasser benutzte Interpolation zwischen drei Diagrammflächen in einer Broschüre „Das Stabilitäts-Problem des Schiffbaues" im Jahre 1897 und darnach im Jahre 1898 in einem Vortrage vor der „Institution of Naval Architects" in das Stabilitätsproblem eingeführt und mit Hilfe dieser Methode in den angeführten Arbeiten auch die allgemeine Stabilitätsaufgabe: die Gleichgewichtslage eines Fahrzeuges bei gleichzeitiger Drehung um Längs- und Querachse zu finden, gelöst und die Rechnung für ein Fahrzeug vom Typ der zwischen Hâvre und Southampton verkehrenden Kanalboote durchgeführt habe. Aus diesem Grunde mögen mir einige Bemerkungen zu der soeben vorgetragenen Arbeit gestattet sein.

Jede beliebige Lage eines Fahrzeuges im Wasser ist eindeutig bestimmt durch Angabe von vier, aus den fünf Grössen des Auftriebes, der Angriffslinie des Auftriebes, des Neigungswinkels um die Längsachse, des Neigungswinkels um die Querachse und der

Tauchung beliebig wählbaren Stücken. Findet, wie wir zunächst annehmen wollen, nur eine Neigung um die Längs- oder Querachse statt, so reducirt sich die Zahl der Bestimmungsstücke auf drei unabhängige Variable, welche wir aus den vier Grössen des Auftriebes, der Angriffslinie des Auftriebes, des Neigungswinkels und der Tauchung beliebig zusammensuchen können. Fassen wir je drei unabhängige Variable zu einer räumlichen Interpolationsfläche zusammen, so sind alle Daten, welche sich auf die Schiffsform beziehen, in zwei über der gleichen Grundfläche stehenden Raumflächen oder zeichnerisch in drei Diagrammen, dem Grundriss und den Aufrissen der Raumflächen niederzulegen.

Diese drei Diagrammflächen sind zur völligen Bestimmung aller von der Schiffsform abhängigen Grössen nothwendig und auch genügend.

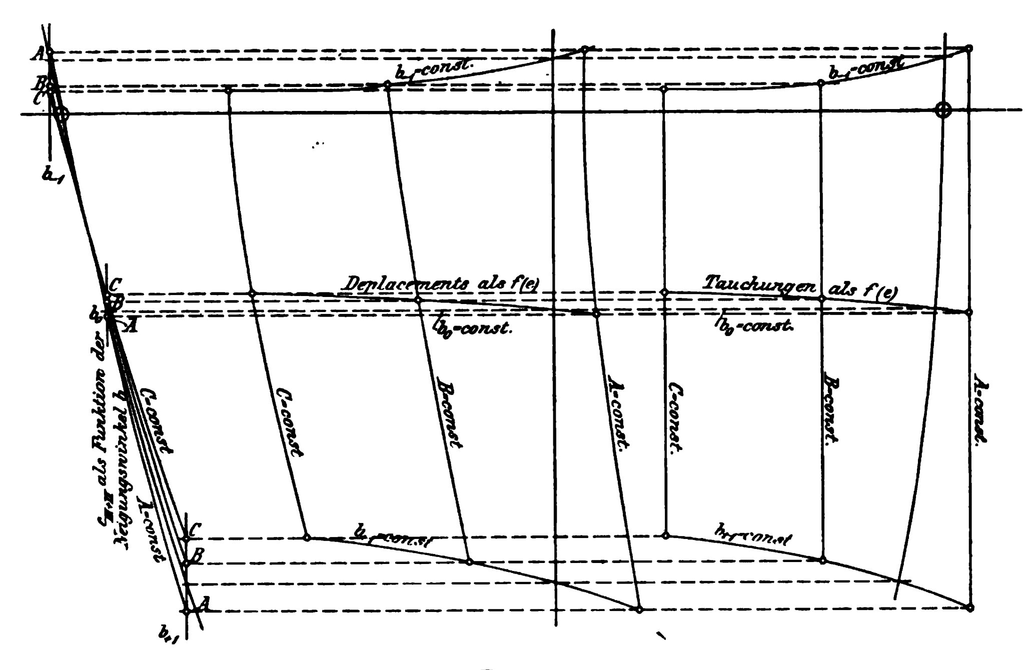


Fig. 44.

Die Wahl der zusammenzufassenden Variablen und die Darstellung der Werthe polar oder in einem rechtwinkeligen Koordinatensysteme hängt ganz von dem Zwecke der Untersuchung ab; die in Fig. 11, 12 u. 13 von Herrn Bauer gegebene Diagrammzusammenstellung in welcher e als Funktion des Neigungswinkels b, das Deplacement D gleichfalls als Funktion des Neigungswinkels b, die Tauchung als Funktion des Deplacements dargestellt ist, würde für die Untersuchung der Gleichgewichtslage des Fahrzeuges bei gegebener Lage des Systemschwerpunktes eine der verschiedenen möglichen Zusammenstellungen sein. Diese Zusammenstellung würde versagen, wenn es sich um die Ermittelung eines Werthes e als Funktion des Deplacements- oder Neigungswinkels handelte, wie solche z. B. in der Grundaufgabe der Stabilitätsrechnung: der Ermittelung der Hebelsarmkurve verlangt wird. Wollte man diese Frage beantworten, so müsste man entweder eine andere Zusammenstellung der Variablen wählen, oder noch zu den gegebenen drei Diagrammflächen eine vierte hinzufügen, welche das Deplacement als Funktion des Werthes e enthielte. Diesen letzteren Weg hat Herr Bauer in seiner Trimm-

und Leckrechnung beschritten, wie aus den Figuren 17, 18, 19 u. 20 und Fig. 23, 24, 25 u. 26 ersichtlich ist. Aus dem oben Gesagten folgt, dass eine der vier Diagrammflächen hätte gespart werden können, wenn man die Zusammenstellung derart gewählt hätte, dass e als Funktion des Neigungswinkels b, das Deplacement als Funktion des Werthes e, die Tauchung ζ als Funktion des Werthes e oder als Funktion des Deplacements dargestellt worden wäre.

Es hätte sich damit z. B. für den lecken Raum III und IV die folgende Diagrammanordnung ergeben (vergl. Fig. 44).

1. Ein Diagramm $e = f(b)$ wird gefunden, indem wir in einem rechtwinkeligen Koordinatensysteme zu jedem Winkel b für die angenommenen Tauchungen (A. B. C.) die Werthe e auftragen und die Werthe gleicher Tauchung mit einander verbinden.

2. Ein Diagramm $D = f(e)$ ergiebt sich, wenn wir zu jedem Werthe e das entsprechende Deplacement in einem zweiten rechtwinkeligen Koordinatensysteme auftragen und die Punkte konstanter Tauchung und ebenso die Punkte konstanter Neigung untereinander verbinden.

3. Ein Diagramm $\zeta = f(e)$ ergiebt sich, wenn wir zu jedem Werthe e die entsprechende Tauchung in einem dritten rechtwinkeligen Koordinatensysteme auftragen und die Punkte konstanter Neigung und ebenso die Punkte konstanter Tauchung unter einander verbinden.

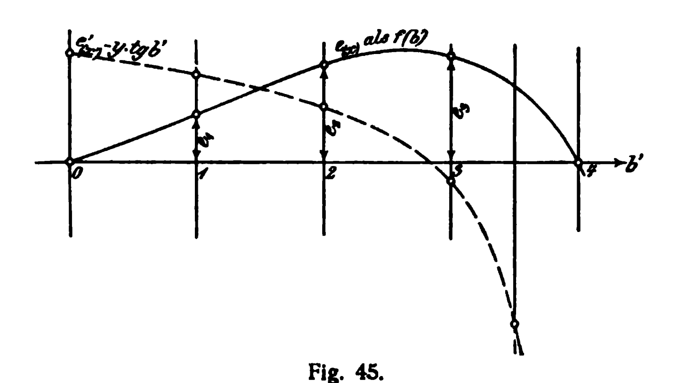


Fig. 45.

Ist nun die Aufgabe gegeben für eine bekannte Systemschwerpunktslage die Stabilitätsverhältnisse zu untersuchen, so erhält man aus der Bedingung konstanten Deplacements in dem Diagramm 2 eine Parallele zur Ordinatenachse, in den Diagrammen 1 und 3 je eine Kurve der zu dem konstanten Deplacement gehörigen Werthe e bezw. Tauchungen ζ. Da nach der Voraussetzung $e = o$ für die Gleichgewichtslage sein soll, so sind in den Schnittpunkten der Linie $e = o$ mit den ermittelten beiden Kurven der e bezw. ζ die gesuchten Werthe des Neigungswinkels und der Tauchung für die Gleichgewichtslage und in den beiden Kurven e bezw. ζ die beim Uebergang zu dieser Gleichgewichtslage bei jeder Neigung vorhandenen Werthe e und ζ gegeben.

Mit dem hier Gesagten will ich übrigens keineswegs der von Herrn Bauer gewählten Anordnung ihre Brauchbarkeit absprechen: ich will nur zeigen, wie sich überhaupt durch entsprechende Zusammenstellung der Variablen alle Rechnungen auf drei Diagrammflächen zurückführen lassen.

Dagegen kann ich nicht umhin, gegen die Zweckmässigkeit der von Herrn Bauer als Elimination von y, d. h. der Höhenverschiebung des Systemschwerpunktes bezeichneten Operation, solange es sich um die Bewegung des Fahrzeuges um eine Achse handelt, Bedenken zu äussern.

Die Darstellung der von der Schiffsform abhängigen Grössen in mindestens drei Diagrammen hat den besonderen gerade diese Methode charakterisirenden Vortheil, dass in den Grenzen der Untersuchung alle Grössen, welche irgend mit der Schiffsform zusammenhängen, ohne weitere rechnerische Operation enthalten sind. Wie immer die die Lage des Fahrzeuges im Wasser bestimmenden äusseren Verhältnisse sich ändern mögen, sollte doch, wenn anders man nicht einen principiellen Vortheil der Methode aufgeben will, an den Diagrammflächen selbst nichts geändert werden. Das Gesetz der äusseren Kraft ist vielmehr entsprechend den ja auch allein sich ändernden äusseren Bedingungen in die unveränderlichen Diagrammflächen zeichnerisch einzuführen.

Ich will an einem Beispiel dieses Vorgehen erläutern:

In Fig. 3 des Vortrages finden Sie die Kurve der e als Funktion des Neigungswinkels b' aufgetragen. Solange der Systemschwerpunkt in der X-Achse bleibt, ist die Gleichgewichtsbedingung bei einer Verschiebung des Systemschwerpunktes um die Strecke e' leicht aufzustellen: $e' = e$.

Tritt der Systemschwerpunkt aus der X-Achse heraus, rückt derselbe z. B. um y nach abwärts, so eliminirt Herr Bauer den Werth y, indem er ein vollkommen neues Diagramm der Werthe e für die durch die neue Lage des Systemschwerpunktes gelegte Wasserlinie aufstellt. Für jede Höhenänderung des Systemschwerpunktes würde sonach in einer Trimmrechnung die Neuanfertigung von drei oder nach Herrn Bauer sogar von vier Diagrammen der von der Schiffsform abhängigen Grössen erforderlich werden.

Behalten wir das ursprüngliche Diagramm ungeändert bei, so können wir auch für eine Höhenverschiebung des Systemschwerpunktes die Gleichgewichtsbedingung finden, indem wir das Gesetz der von der der Gewichtskraft auf der X-Achse von ζ aus abgeschnittenen Strecken, kurz das Gesetz der Gewichtskraft aufstellen, welches für Fig. 4 lauten würde:

$$e = e' - y \operatorname{tg} b'$$

Tragen wir dieses nunmehr alle Aenderungen der Systemschwerpunktslage einschliessende Gesetz in Fig. 3 ein (vergleiche auch vorstehende Fig. 45), so erhalten wir im Schnittpunkte der beiden Kurven die statische Gleichgewichtslage, in der Differenz der beiden die von Herrn Bauer in Fig. 5 dargestellten Werthe.

So lange die Bewegung des Fahrzeuges eine ebene ist, in allen normalen Trimm,-Leck- und Querstabilitätsrechnungen, ist das Gesetz der Gewichtskräfte so einfach zu bestimmen und in die Diagrammflächen so einfach einzuführen (bei günstiger Diagrammanordnung durch den einfachen Zirkelschlag), dass die von Herrn Bauer mit Elimination bezeichnete Operation nur eine Komplikation darstellen kann.

Anders, meine Herren, bei der Lösung der allgemeinen Stabilitätsaufgabe d. h. bei der Berechnung der statischen Gleichgewichtslage des Schiffes bei einer gleichzeitigen Neigung um die Längs- und Querachse. Hier bereitet gerade die Einführung des Gesetzes der äusseren Kraft Schwierigkeiten, weil sie eine genaue Definition der Endlage des Schiffes nicht allein, sondern auch eine genaue Definition des Weges, auf welchem der Angriffspunkt der Kraft nach dieser Endlage gelangt ist, erfordert. Hier beweist sich die Trennung der eigentlichen Rechnung von den Vorarbeiten, als da sind Eintragen der Auftriebskräfte im Längs- und Querriss, Verschieben der Wasserlinie u. s. w. als ein äusserst glücklicher Griff und gestattet eine Interpolation von so glänzender Durchsichtigkeit, wie wir sie an der von Herrn Bauer gegebenen Lösung bewundern dürfen.

Die von Herrn Bauer vorgelegte Arbeit scheint mir schon aus diesem Grunde ein werthvoller Fortschritt des Stabilitätsproblemes, ganz abgesehen von der Bedeutung, welche

der Hinweis auf die Einfachheit aller mit der Benutzung des Integrators verbundenen Interpolationsmethoden, gerade bei der Stellung, welche Herr Bauer zu bekleiden sich rühmen darf, besitzt.

Herr Schiffbauingenieur Bauer:

Ich fühle mich meinem verehrten Herrn Vorredner für das eingehende Studium meiner Arbeit besonders zu Dank verpflichtet. Ich erkläre mich auch mit seinen Ausführungen und vorgeschlagenen Kürzungen einverstanden, möchte jedoch die eingeführte Elimination von y auch für die Fälle der Anwendung im Theil I aufrecht erhalten. Ich habe diesen eigentlich, ausgenommen die Leckrechnung, als Einführung in den II. Theil betrachtet und bearbeitet. Ausserdem aber soll der eingeschlagene Weg jede analytische Operation vermeiden, da nach meiner bereits ausgesprochenen Ansicht gerade die rein mechanische Erledigung eintöniger Arbeiten, wie die besprochenen es sind, vorzuziehen ist, damit diese von technisch weniger geschulten Kräften besorgt werden kann, um den Ingenieur von den bekannten Massenrechnungen zu entlasten.



Ebene Transversalschwingungen

freier stabförmiger Körper mit variablem Querschnitt und beliebiger symmetrischer Massenvertheilung unter der Einwirkung periodischer Kräfte mit specieller Berücksichtigung des Schwingungsproblemes des Schiffbaues.

Vorgetragen von L. Gümbel.

Uebersicht.

Einleitung.

Nach dem Zustande der Ruhe ist der Zustand der Schwingungen der in der Natur am häufigsten zu beobachtende. In dem schwingenden Aste eines jeden Baumes, in der schwingenden Stimmgabel, im Schalle, der Wärme, dem Lichte, der Elektricität, — überall tritt uns die gleiche Folgeerscheinung gestörten Gleichgewichtes entgegen, allerdings infolge unseres Mangels an entsprechenden Organen nicht in gleich deutlicher Weise als solche erkennbar.

Am meisten hat der Ausbau der Akustik zur Erkenntniss der den Schwingungen zu Grunde liegenden Gesetze beigetragen; ich nenne hier die Namen Helmholtz[1]) und Rayleigh.[2]) Für die Schiffbautechnik ist das Schwingungsproblem erst in neuester Zeit Gegenstand des Studiums geworden; ich nenne hier den Namen Schlick.[3]) Die Arbeiten dieser drei Autoren machen im wesentlichen den heutigen Stand unserer Einsicht aus.

[1]) H. von Helmholtz: Lehre von den Tonempfindungen 1863. — Vorlesungen über die Dynamik diskreter Massenpunkte 1898. — Vorlesungen über die mathematischen Principien der Akustik 1898.

[2]) J. W. Strutt, Baron Rayleigh: Die Theorie des Schalles übersetzt von Dr. Fr. Neesen 1880.

[3]) O. Schlick: On the vibrations of steam vessels J. N. A. 1884. — On an apparatus for measuring and registering the vibrations of steamers J. N. A. 1893. — Further investigations of the vibrations of steamers J. N. A. 1894. — Ueber den Einfluss des Aufstellungsortes der Dampfmaschine auf die Vibrationserscheinungen bei Dampfern. Z. d. V. d. Ing. 1894. — Des vibrations des vapeurs Congrès d'Arch. et de Constr. Nav. Paris 1900.

In dem Folgenden will ich versuchen, das Problem über die den genannten Autoren durch die analytische Behandlung des Stoffes gesteckten Grenzen hinaus mit Hilfe einer graphischen Lösungsmethode zu erweitern und speciell die gewonnenen Resultate unserer Schiffbautechnik nutzbar zu machen.

Kapitel I.

Dämpfungsfreie Schwingung unter alleiniger Einwirkung elastischer Kräfte.

Unter elastischen Kräften werden Kräfte verstanden, welche ihrer Grösse nach eine lineare Funktion der Verrückung sind und für jeden Augenblick nach der Nulllage zeigen. Diese einfachste Beziehung zwischen Kraft

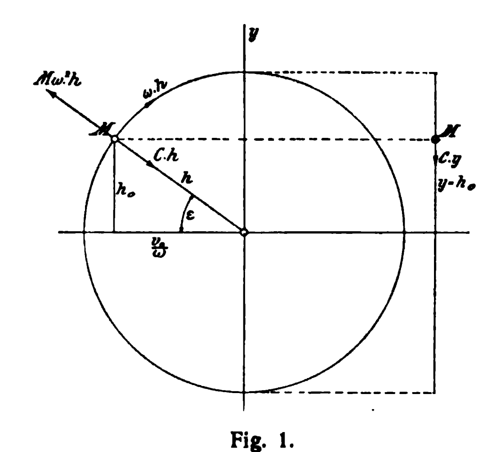


Fig. 1.

und Verrückung legen wir auch den Elasticitäts- und Festigkeitsrechnungen zu Grunde, und zeigen uns deren Resultate, dass dieselbe für nicht bedeutende Deformationen als streng richtig angesehen werden kann.

1. Schwingung eines Massenpunktes.

Grundaufgabe: Ein Massenpunkt M befinde sich zur Zeit t_0 um einen Betrag $y = h_0$ aus seiner Gleichgewichtslage in Richtung der Y-Achse verschoben (Fig. 1). Auf denselben wirke die elastische Kraft $C \cdot y$, welche ihn nach seinem Ausgangspunkte zurückzutreiben strebt.

Lösung: Es gilt die Bewegungsgleichung, welche besagt, dass in jedem Augenblick die Trägheitskraft der elastischen Kraft das Gleichgewicht halten muss:

$$M \frac{d^2y}{dt^2} + C \cdot y = o.$$

Setzen wir $\frac{C}{M} = \omega^2$, so folgt, wenn für $t = 0$, $y = h_0$ und $\frac{dy}{dt} = v_0$:

$$y = h_0 . \cos \omega t + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t$$

d. h. die Bewegung des Punktes ist die Summe der Projektionen zweier senkrecht aufeinander stehender Kreisbewegungen mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit ω und h_0 bezw. $\frac{v_0}{\omega}$ als Radien; oder die Bewegung des Punktes ist gleich der Projektion einer Kreisbewegung mit dem Radius $h = \sqrt{h_0^2 + \frac{v_0^2}{\omega^2}}$ und der konstanten Winkelgeschwindigkeit ω. Sonach

$$y = h . \sin (\omega t + \varepsilon)$$

$$\varepsilon = \text{arc tg} \frac{\omega . h_0}{v_0}.$$

Eine derartige Schwingung nennt man eine pendelartige oder einfache Sinus — oder harmonische Schwingung. Der Weg des Punktes lässt sich darstellen als Projektion des Vektors h, dessen Grösse die Amplitude, dessen Richtungswinkel die Phase der Schwingung genannt wird.

Weg und Geschwindigkeit befolgen das gleiche Schweigungsgesetz: sie sind jedoch um 90° in ihrer Phase versetzt.

Bezeichnet T das Zeitintervall, nach Ablauf dessen im System wiederum der gleiche Zustand eintritt, also die Zeit einer Durchstreichung von 360°, so gilt

$$\omega T = 2\pi, \text{ woraus mit } \omega = \sqrt{\frac{C}{M}}$$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{M}{C}}.$$

T nennt man die Schwingungsdauer oder die Periode der Schwingung. Dieselbe ist unabhängig von der Grösse des Schwingungsausschlages und der Phasenkonstanten ε.

Die Anzahl der Perioden pro Minute beträgt

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{M}}.$$

Die potentielle Energie des Punktes M zur Zeit t ist gegeben zu $\frac{C . y_t^2}{2}$, die kinetische gleichzeitig vorhandene Energie zu $\frac{M v_t^2}{2}$.

$$\frac{C . y_t^2}{2} + \frac{M v_t^2}{2} = \frac{C . h^2}{2} = \text{konstant.}$$

Die maximale bei einer Schwingung auftretende potentielle Energie $\frac{C . h^2}{2}$

verwandelt sich während $^1/_4$ Periode in kinetische Energie $= M \frac{\omega^2 h^2}{2}$, diese sich wieder in dem zweiten Viertel der Periode in potentielle Energie etc.

Ein Energieverlust findet unter den angenommenen Bedingungen nicht statt: eine einmal eingeleitete Bewegung wird dauernd fortbestehen.

Die Resultante einer beliebigen Anzahl harmonischer Schwingungen von gleicher Periode und verschiedenen Phasen lässt sich darstellen als geometrische Resultante h_R der Amplituden der Einzelschwingungen, d. h. als negative Schlusslinie eines Polygones, dessen Seiten die Amplituden, dessen Winkel die Phasenkonstante, d. h. den konstanten Phasenunterschied zweier Schwingungen bilden.

Dieses Princip der geometrischen Addition bezeichnet man auch als das Princip der ungestörten Superposition.

Jede harmonische geradlinige Schwingung lässt sich nach den geometrischen, wie nach den Verhältnissen der Kraftvertheilung auch auffassen als Projektion einer rotirenden Bewegung: die Schwingung des Massenpunktes sonach als Projektion eines mit O elastisch verbundenen, mit konstanter Winkelgeschwindigkeit um O rotirenden Massenpunktes, dessen Centrifugalkraft $M\omega^2 h$ sich mit der Spannkraft der Verbindung $C.h$ im Gleichgewicht befindet.

2. Schwingung des Stabes.

Unter einem Stabe verstehen wir einen Körper, dessen Querabmessungen den Krümmungsradien der elastischen Linie gegenüber als klein angenommen werden dürfen. Wir wollen demselben in den folgenden Betrachtungen noch die weitere Beschränkung auferlegen:

1. dass seine Querschnitte symmetrisch zur Schwingungsebene,
2. dass seine Masse auf die neutrale Linie koncentrirt sei, derart, dass also die Winkelbeschleunigung der einzelnen Stabquerschnitte ausser Acht gelassen werden kann.

A. Analytische Behandlung.

Die analytische Behandlung des Schwingungsproblemes für Stäbe bietet bereits für den einfachsten Fall des homogenen prismatischen Stabes ausserordentliche Schwierigkeiten. Zuerst in Angriff genommen wurde die Aufgabe von Daniel Bernouilli[1]), von welchem die sogleich abzuleitende Gleichung

[1]) D. Bernouilli: Comm. Acad. Petrop. T. 13. 1751.

vierter Ordnung herrührt, im wesentlichen bis zu dem heutigen Stande gebracht durch Strehlke[1]). Eine Erweiterung des Problemes von nur mathematischem Interesse auf keilförmige Körper erzielten Kirchhoff und F. Meyer zur Capellen.

Der Gedankengang, welcher der analytischen Behandlung zu Grunde liegt, ist der folgende:

Die Gleichung der elastischen Linie eines beliebig belasteten Stabes lautet allgemein:

$$E_x . J_x . \frac{d^2y}{dx^2} = \mathfrak{M}_x,$$

wo E_x der Elasticitätsmodul des Materiales im Querschnitte x, J_x das Trägheitsmoment, $\mathfrak{M}_x$ das Biegungsmoment des gleichen Querschnittes darstellen.

E und J sind für den homogenen, prismatischen Stab konstant; sonach geht die Gleichung der elastischen Linie über in:

$$E . J . \frac{d^2y}{dx^2} = \mathfrak{M}_x .$$

Die Ableitung des Biegungsmomentes nach x stellt die Scheerkraft mit negativem Zeichen, die Ableitung der Scheerkraft nach x die Belastung negativ genommen dar,

$$\text{also } \frac{d\mathfrak{M}}{dx} = -S$$

$$\frac{d^2\mathfrak{M}}{dx^2} = p_x, \text{ wo } p_x \text{ die Belastung des Stabes}$$

pro Längeneinheit im Querschnitte x.

Da für den schwingenden prismatischen Stab unter der durch die Erfahrung gerechtfertigten Annahme des harmonischen Schwingungsgesetzes für jeden Massenpunkt p proportional der Durchbiegung,

$$\text{also } p = C . y,$$

folgt als Gleichung der Schwingungslinie des frei schwingenden Stabes:

$$E . J . \frac{d^4y}{dx^4} = C . y$$

$$\text{und mit } \frac{C}{EJ} = k^4 \text{ folgt } \frac{d^4y}{dx^4} = k^4y.$$

Das allgemeine Integral dieser Gleichung lautet:

$$y = A . \cos kx + B . \sin kx + D . e^{kx} + F . e^{-kx}.$$

---

[1]) Strehlke: Ueber die Lage von Schwingungsknoten auf elastischen geraden Stäben etc. Pogg. Ann. Bd. 27. 1833.

Auf die Strehlke'schen Resultate sich stützend ferner:

Neumann: Vorlesungen über die Theorie der Elasticität 1885.

A. Ritter: Rotirende Wellen und schwingende Stäbe. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1894.

O. Schlick: On vibrations of higher order in steamers J. o. N. A. 1895.

Die Kenntniss der vier Endbedingungen des Stabes liefert vier Bedingungsgleichungen, welche genügen, um die Form der Schwingungskurve und die Schwingungsperiode festzulegen.

Der absolute Ausschlag bleibt ebenso wie in 1. für den einzelnen Massenpunkt unbestimmt.

Die Ableitung setzt voraus, dass an dem betrachteten Stabtheile Einzelkräfte nicht angreifen.

Jeder Punkt des freischwingenden Stabes beschreibt eine harmonische Bewegung nach den für den einzelnen Massenpunkt entwickelten Gesetzen: die ebene Schwingung des Stabes kann sonach auch aufgefasst werden als Projektion einer rotirenden Bewegung des Stabes um seine freie Längsachse, wobei die Centrifugalkräfte der einzelnen Massenelemente $dM \cdot \omega^2 \cdot y$ mit den inneren Kräften des deformirten Stabes sich im Gleichgewicht befinden.

Sämmtliche Punkte des freischwingenden Stabes schwingen in gleicher Phase.

B. Allgemeine Lösung.

Ein Stab schwinge durch irgend eine äussere, nunmehr verschwundene Ursache angeregt. Die am Stabe alsdann wirksamen Kräfte sind:

1. die Trägheitskräfte als äussere Kräfte,
2. die elastischen Kräfte als innere Kräfte.

Soll sich der Stab im Gleichgewicht befinden, so müssen

1. die äusseren Kräfte für sich im Gleichgewicht sein,
2. die äusseren mit den inneren Kräften im Gleichgewicht sich befinden.

Aus der ersten Bedingung folgt, wenn wir wieder die ebene Schwingung als Projektion der rotirenden Bewegung des Stabes um seine freie Längsachse auffassen:

$$\text{I.} \quad \Sigma dM \cdot \omega^2 \cdot y = o,$$

$$\text{II.} \quad \Sigma dM \cdot \omega^2 \cdot y \cdot a = o,$$

wo a den Abstand des Elementes dM von einem beliebigen Punkte der Schwingungsnulllinie, oder, da ω für alle Stabelemente konstant ist,

$$\text{I.} \quad \Sigma dM \cdot y = o,$$

d. h. das statische Moment des deformirten Stabes in Bezug auf die Nullachse muss $= o$ sein: der Schwerpunkt des ganzen Systemes darf bei der Schwingung eine Verrückung nicht erfahren.

$$\text{II.} \quad \Sigma dM \cdot y \cdot a = o,$$

d. h. das Centrifugalmoment des deformirten Stabes in Bezug auf einen beliebigen Punkt der Nullachse muss $= o$ sein: der Schwerpunkt des ganzen Systemes darf bei der Schwingung eine Drehung nicht erleiden.

Zusammenfassend: Jede Schwingung eines freien Systemes findet derart statt, dass der Gesammtschwerpunkt von der Bewegung der Einzelschwerpunkte völlig unberührt bleibt.

Es sei in Figur 2 a b c die Schwingungslinie des freischwingenden prismatischen Stabes von der Masse M: der Schwerpunkt des Stabes liegt alsdann auf der Nullachse de. Der Scheitelausschlag sei gleich h. Fügen wir nunmehr in der Mitte des Stabes die Masse m hinzu, so tritt der Gesammtschwerpunkt um $\frac{mh}{M+m}$ aus der Nulllinie heraus nach abwärts, oder, da solches nicht möglich, verschiebt sich die elastische Linie um den gleichen Betrag

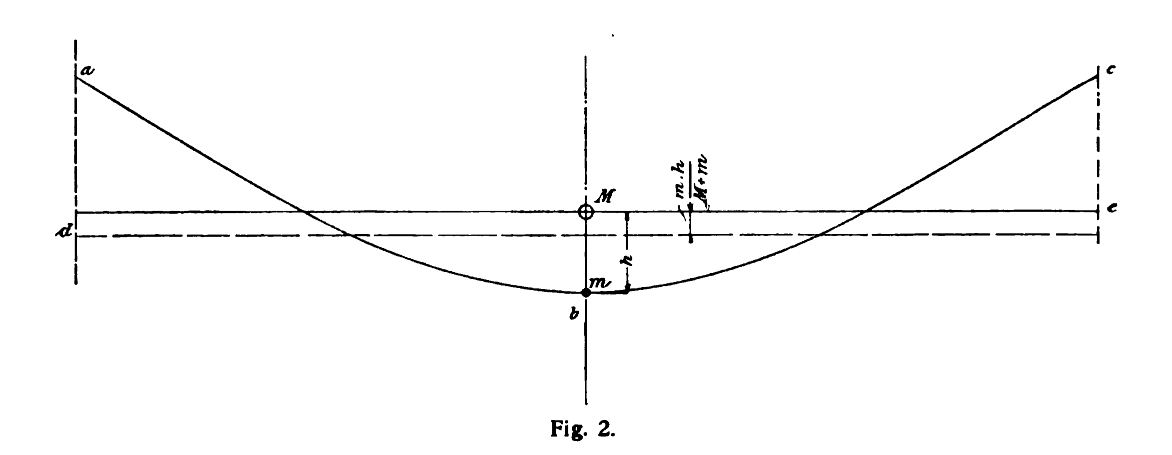


Fig. 2.

nach aufwärts. Der Scheitelausschlag des durch die Masse m im Scheitel belasteten prismatischen Stabes vermindert sich auf $h - \frac{mh}{M+m}$, die Endausschläge wachsen um den Betrag $\frac{mh}{M+m}$.

Je grösser m wird, desto näher rückt sonach, den Schwingungstyp als ungeändert angenommen, der Scheitel der Schwingungskurve an die Nulllinie heran: für $m = \infty$ bleibt der Scheitel in der Nulllinie liegen; wir bezeichnen den Stab als in der Mitte eingespannt.

In gleicher Weise bewirkt eine an einem Endpunkte des Stabes zugefügte Masse eine Verminderung des Endausschlages: die ursprüngliche elastische Linie erleidet eine Parallelverschiebung und eine gleichzeitige

Drehung um den Gesammtschwerpunkt. Wird die hinzugefügte Masse $= \infty$, so verbleibt der Angriffspunkt der Masse in der Nulllinie: wir bezeichnen den Stab als am Ende drehbar gelagert.

Eine im Schwingungsknoten des freischwingenden Stabes hinzugefügte Masse hat auf die transversale Lage des Schwerpunktes der Schwingungslinie keinen Einfluss: eine selbst beliebig grosse dort zugegebene Masse vermag weder die Form noch die Periode der Schwingung irgendwie zu ändern.

Jedes Fahrzeug besitzt, wie ein Blick auf die Fig. 3 und 6 bestätigt, eine Gewichtskurve, deren Maximalwerthe sich im allgemeinen in der Mitte befinden.

Je grösser die Gewichte in der Mitte des Schiffes und je leichter die Enden, desto geringer wird der Scheitelausschlag der Schwingungslinie, desto grösser werden die Endausschläge, desto näher rücken die Knotenpunkte nach der Mitte des Schiffes, — je leichter die Gewichte in der Mitte, je schwerer die Enden, desto grösser wird der Scheitelausschlag, desto geringer werden die Endausschläge, desto weiter rücken die Knotenpunkte aus der Mitte.

Die Gleichgewichtsbedingungen der äusseren Kräfte gewähren bereits unter Annahme einer unveränderlichen Schwingungslinie einen ungefähren Ueberblick über den Zusammenhang der Massenvertheilung mit den Schwingungsausschlägen (vergl. hierzu die Annäherungsrechnung in Kap. V 2).

Jeder neuen Massenvertheilung entspricht thatsächlich eine neue Schwingungslinie, zu deren Ermittelung uns die zweite Bedingung, dass die äusseren Kräfte sich mit den inneren Kräften im Gleichgewicht befinden, zur Verfügung steht.

Diese Bedingung wird ausgedrückt durch die Gleichung der elastischen Linie:

$$\text{III.} \quad E_x J_x \cdot \frac{d^2 y}{d x^2} = \mathfrak{M}_x .$$

Wir wollen nunmehr alle beschränkenden Bedingungen fallen lassen und sowohl die Massen- wie die Querschnittsvertheilung als beliebige Funktionen von x ansehen. Wenn uns auch nichts im Wege stände, E in gleicher Weise als Funktion von x aufzufassen, so wollen wir doch den thatsächlichen Verhältnissen entsprechend E als konstant, d. h. den Stab als homogen betrachten.

Die Lösung unserer Aufgabe erfolgt graphisch. Bevor wir zu derselben übergehen, soll kurz an die Lösung der beiden in unserer Aufgabe vereinten Grundaufgaben erinnert werden.

1. Aufgabe. Gegeben ein freier von beliebigen Kräften beanspruchter Stab z. B. ein Fahrzeug von den in Fig. 3 niedergelegten Verhältnissen. Gesucht das Biegungsmoment für jeden beliebigen Querschnitt.

Auflösung: (Fig. 3). Man theile den Stab in eine Anzahl nicht nothwendig gleicher Theile und vereinige die Belastung der einzelnen Theile in den Schwerpunkten zu Einzelkräften $p\,dx_{-3}$, $p\,dx_{-1}$ etc. (Diagr. I). Diese Einzelkräfte trage man nach Grösse und Richtung in beliebigem Maassstabe in ihrer Aufeinanderfolge aneinander an und wähle zu denselben einen beliebigen Pol O derart, dass der erste Polstrahl Oo zugleich der Polabstand, also horizontal ist. (Diagr. IV $u = 24{,}3$ cm). Das zwischen die Einzelkräfte gelegte Seilpolygon, genauer die diesem einbeschriebene Kurve mit der zugehörigen horizontalen Schlusslinie ergiebt die gesuchte Momentenfläche (Diagr. II).

Der Beweis ergiebt sich aus der Betrachtung, dass die Schlusslinie des Polygones durch die konstante Kraft H beansprucht ist. Schneiden wir sonach das Polygon an beliebiger Stelle mit der Ordinate y, so muss H sämmtlichen links bezw. rechts vom Schnitte liegenden Kräften das Gleichgewicht halten, also:

$$H \,.\, y = \Sigma \mathfrak{M}.$$

Ist (in Diagr. I) der Maassstab der Kräfte $1\ \text{cm}^2 = \alpha$ kg, der Maassstab, nach welchem die aus dem Diagramm gemessene Lamelle der Belastungsfläche in cm^2 in den Kräfteplan übertragen wurde $1\ \text{cm} = \beta\ \text{cm}^2$, der Polabstand $= u$ cm, der Längenmaassstab $1\ \text{cm} = \gamma$ cm, so erhalten wir den Maassstab der Momente zu:

$$1\ \text{cm} = u \,.\, \alpha \,.\, \beta \,.\, \gamma \quad \text{cmkg},$$

oder für unser Beispiel:

$$1\ \text{cm} = 24{,}3 \,.\, 6666{,}7 \,.\, 1{,}8 \,.\, 133{,}33 = 38880000{,}0\ \text{cmkg}.$$

Diese Art der Momentenermittelung — übrigens im Ingenieurfach die allgemein übliche — scheint mir vor der im Schiffbau augenblicklich noch gebräuchlichen[1]) den Vorzug zu verdienen.

2. Aufgabe. Die elastische Linie eines durch eine gegebene Momentenfläche in Anspruch genommenen Stabes zu finden.

---

[1]) Radermacher: Festigkeitsberechnung der Schiffe: Jahrbuch 1900.

Aus der am Kräfteplan unmittelbar abzulesenden Beziehung:

$$H \, . \, \operatorname{tg} \varphi = \Sigma p_x \, dx \text{ und } \operatorname{tg} \varphi = \frac{dy}{dx},$$

folgt durch Differentiation:

$$H \, . \, \frac{d^2 y}{dx^2} = p_x,$$

wo p eine beliebige Funktion von x. Diese Gleichung nennt man die Differentialgleichung der Seilkurve.

Vergleichen wir mit ihr die Gleichung der elastischen Linie:

$$E \, . \, \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{\mathfrak{M}_x}{J_x},$$

so erkennen wir, dass die graphische Lösung, welche uns zur Darstellung der Momente verholfen hat, auch zur Darstellung der elastischen Linie dienen kann: der bekannte Mohr'sche Satz. An Stelle des konstanten Werthes H tritt der konstante Werth E, an Stelle der Belastung p_x der Werth $\frac{\mathfrak{M}_x}{J_x}$.

Auflösung (Fig. 3). Man theile die Momentenfläche (Diagr. II) in eine Anzahl von nicht nothwendig gleichen Theilen und vereinige die Werthe $\frac{\mathfrak{M} \, dx}{J}$ der einzelnen Lamellen in den Schwerpunkten. Alsdann trage man wieder diese Werthe in ihrer Reihenfolge nach Grösse und Richtung aneinander an und wähle den Pol O beliebig (Diagr. V). Das sich ergebende Seilpolygon bezw. die demselben einbeschriebene Kurve ergiebt in den Abschnitten zwischen Schlusslinie und Kurve in Richtung der Kräfte gemessen die Durchbiegungen des Stabes.

Ist der Maassstab der Momente 1 cm $= \delta$ cmkg, der Längenmaassstab 1 cm $= \gamma$ cm, der Maassstab des Diagrammes der Trägheitsmomente 1 cm $= \varepsilon$ cm^4, der Maassstab, nach welchem der Werth $\frac{\mathfrak{M} \, dx}{J}$, d. h. die aus dem Diagramm II gemessene Lamellenflächen in cm^2, getheilt durch die aus dem Diagramm gemessene Ordinate der Kurve der Trägheitsmomente in cm, in den Kräfteplan (Diagr. V) übertragen ist, 1 cm $= \zeta$ cm, der Polabstand = v cm, so folgt der hierdurch bestimmte Elasticitätsmodul E_0

$$= \frac{v \, . \, \gamma \, . \, \zeta \, . \, \delta \, . \, \gamma}{\varepsilon},$$

Besitzt das Material des Stabes den Elasticitätsmodul E, so erhalten wir als Maassstab der Durchbiegungen (Diagr. III):

$$1 \text{ cm} = \frac{E_0}{E} \text{cm} = \frac{v \cdot \gamma \cdot \zeta \cdot \delta \cdot \gamma}{\varepsilon \cdot E} \text{ cm}$$

und mit dem aus der ersten Aufgabe bekannten Werthe:

$$\delta = u \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \gamma$$

$$1 \text{ cm} = \frac{u \cdot v \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \gamma^3 \cdot \zeta}{\varepsilon \cdot E},$$

oder für unser Beispiel:

$$1 \text{ cm} = \frac{24{,}3 \cdot 24{,}3 \cdot 6666{,}7 \cdot 1{,}8 \cdot 133{,}33^3 \cdot 0{,}9}{100^4 \cdot 2000000}$$

$$1 \text{ cm} = 0{,}07558 \text{ cm}.$$

Sonach beträgt die maximale Durchbiegung des Fahrzeuges:

$$23{,}4 \cdot 0{,}07558 = 1{,}8 \text{ cm}.$$

In dem gerechneten Beispiele erfolgt die Durchbiegung in der Mitte in Richtung des Auftriebes: der Stab kehrt seine konkave Seite dem Wasser zu.

Der Vergleich der berechneten mit der thatsächlichen Durchbiegung giebt ein Mittel an die Hand, die Grösse des Elasticitätskoëfficienten des Fahrzeuges zu kontrolliren: ein mit Rücksicht auf die Bestimmung der Schwingungsperiode wünschenswerther Versuch. (Vergl. Kap. VII. 1.)

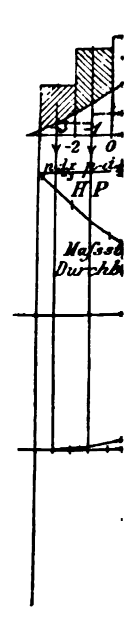
Gehen wir nunmehr zur Ermittelung der elastischen Linie des freischwingenden Stabes über, und wählen wir als Beispiel wiederum ein Schiff. Von demselben ist bekannt:

1. die Massenvertheilung,
2. die Gestalt,
3. der Elasticitätsmodul E.

Denken wir uns die Aufgabe gelöst, so erhalten wir, ebenso wie in Fig. 3 fünf Diagramme (Fig. 4).

Diagr. I die Belastungsfläche,
„ II die Momentenfläche,
„ III die elastische Linie,
„ IV den Kräfteplan zur Momentenfläche,
„ V den Kräfteplan zur elastischen Linie.

Belastungsfläche und elastische Linie stehen hierbei in bestimmtem Zusammenhange: die Belastungsfläche wird gefunden durch Multiplikation jedes



Gümbel 222

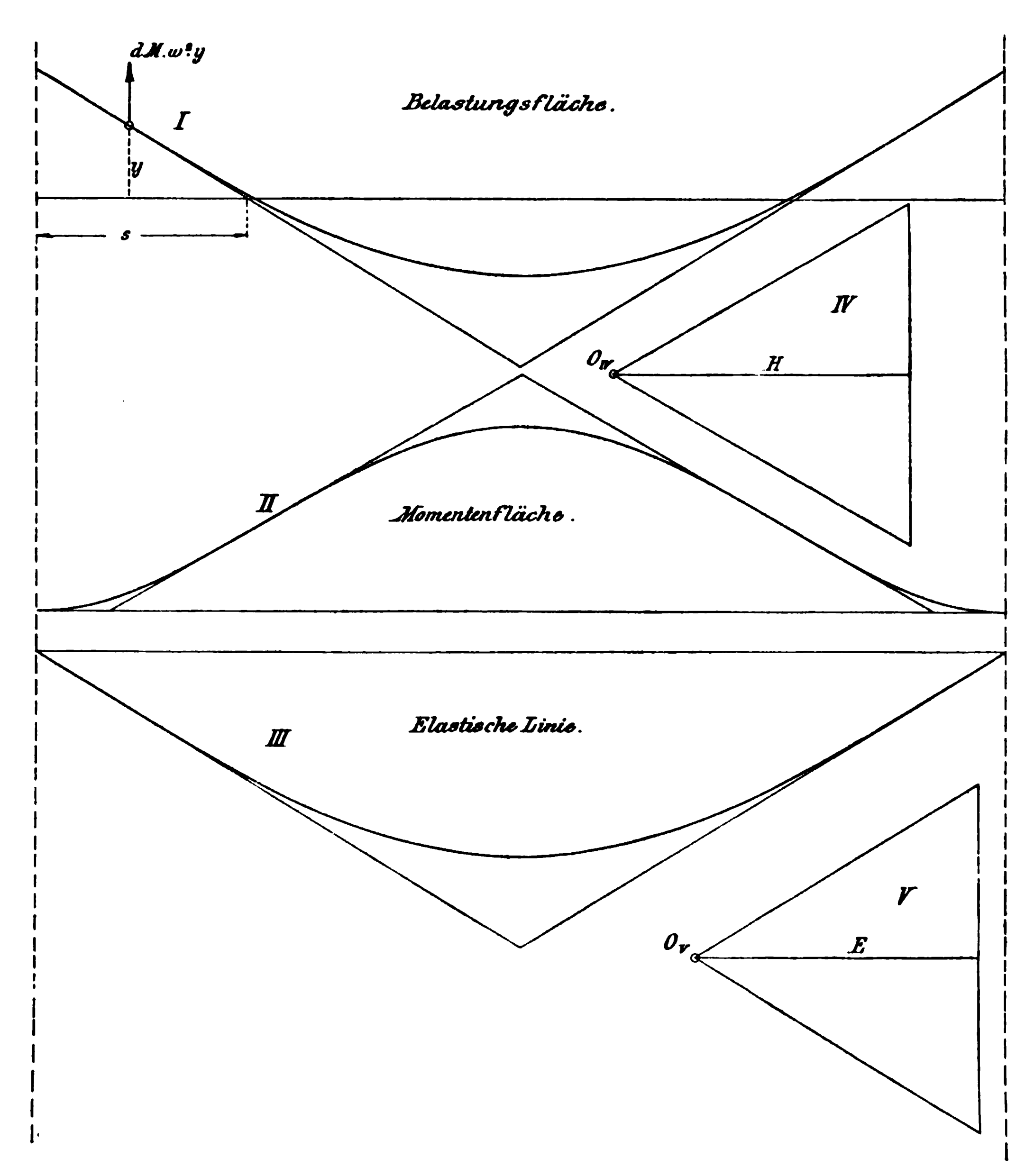

dM.ω²y
I
y
s
Belastungsfläche.
IV
O_IV
H
II
Momentenfläche.
III
Elastische Linie.
V
O_V
E

Fig. 4.

Massenelementes d M mit $\omega^2 . y$, wo y den Abstand des Elementes d M der Schwingungslinie von der Schwingungsnulllinie bedeutet. Durch Eintragen der Nulllinie kann die elastische Linie zugleich zur Berechnung der Belastung benutzt, Diagramm I und III sonach gemeinsam gezeichnet werden.

Liegt uns ein Rechnungsresultat wie in Fig. 4 vor, so wird an demselben nichts geändert, wenn wir sämmtliche Transversalgrössen unter Beibehaltung der Maassstäbe in gleichem Verhältniss verändern. Der Absolutwerth der Schwingungsordinaten ist sonach auch bei dieser Lösung, wie bei der analytischen, zunächst unbestimmt.

Die Konstruktion der elastischen Linie ist möglich mit Kenntniss zweier Werthe:

1. des Werthes ω^2,
2. der Richtung der Tangente des ersten Stabelementes oder des Werthes s.

Mit Kenntniss dieser beiden Werthe gestaltet sich die Konstruktion folgendermassen (Fig. 5):

Man zerlege den Stab in eine Anzahl von Lamellen 1 2, 2 3 etc. Von dem Endpunkte a eines beliebig gewählten Anfangswerthes y_0 ziehe man durch den Endpunkt f von s die Anfangstangente der elastischen Linie a f. Für das erste Stabelement ist damit der Werth $dM . \omega^2 y$ nach Grösse und Angriffspunkt bestimmt. Tragen wir diesen Werth in den Kräfteplan IV in völlig beliebig gewähltem Maassstabe ein, so erhalten wir im Momentendiagramm II das erste Element 4 5 6 $\frac{\mathfrak{M} dx}{J}$ nach Grösse und Angriffspunkt. Tragen wir diesen Werth in den Kräfteplan V, dessen Polabstand und sonach Maassstab durch die Kenntniss von E, dessen erster Polstrahl durch die Kenntniss der Anfangstangente der elastischen Linie gegeben ist, so erhalten wir in I das zweite Element 2 b e 3. Dieses wieder liefert das zweite Element der Momentenfläche u. s. w.

Die beiden Werthe ω^2 und s sind Unbekannte, zu deren Ermittelung uns aus unserer allgemeinen Gleichgewichtsbedingung zwei Bedingungen zur Verfügung stehen, nämlich:

I. die Summe aller Kräfte = 0,

II. die Summe aller Momente = 0 oder für den freien Stab das Biegungsmoment $\mathfrak{M}$ am Ende des Stabes = 0.

Die Lösung unserer Aufgabe erhalten wir durch räumliche Interpolation, eine Methode, welche ich zuerst mit Erfolg zur Lösung der allgemeinen Stabilitätsaufgabe: „Die Trimmlage eines Schiffes unter dem Einfluss einer Gewichtskraft bei gleichzeitiger Drehung des Fahrzeuges um eine Querachse und eine Längsachse zu ermitteln"[1]) angewendet habe, und

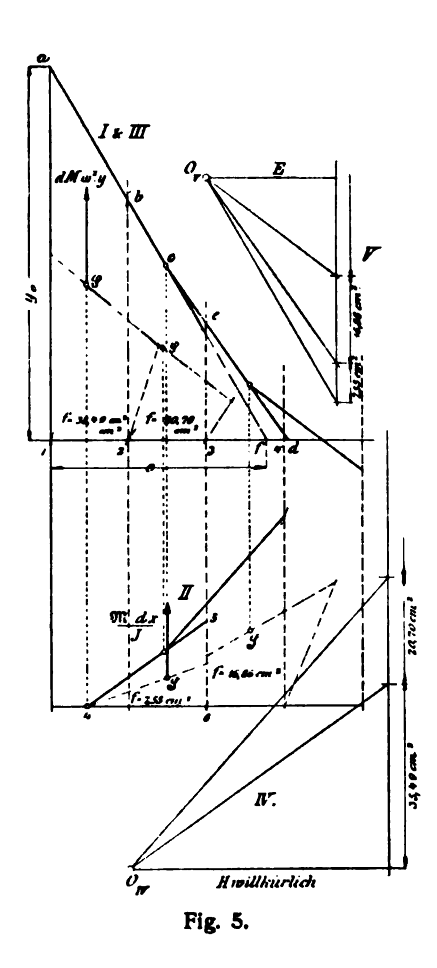


Fig. 5.

welche mir für eine grosse Reihe weiterer analytisch nicht zugänglicher Probleme fruchtbar erscheint.

Der Gedankengang der Methode ist der folgende:

Man nehme eine der beiden Unbekannten s und ω als bekannt an, z. B. $s = s_1$. Mit diesem Werthe rechne man die Aufgabe für verschiedene an-

[1]) The problem of stability in Naval Architecture. Transact. J. o. N. A. 1898.

genommene Werthe der zweiten Unbekannten, also ω durch: man variire mit dieser Unbekannten. Dadurch erhält man eine Reihe von Lösungen, welche im allgemeinen keiner der verlangten Gleichgewichtsbedingungen genügen. Sind jedoch die Grenzen der Variation genügend weit gewählt worden, so lässt sich durch Interpolation eine Lösung ermitteln, welche einer der beiden Bedingungen, z. B. der Bedingung $\Sigma dM.y = 0$ genügt.

Man trage hierzu in einem rechtwinkligen Koordinatensysteme auf der Abscissenachse die angenommenen Werthe ω und als Ordinaten die zugehörigen gefundenen Werthe $\Sigma dM.y$ ab. Der Schnittpunkt der ermittelten Kurve mit der Achse der ω ergiebt den gesuchten Werth ω_1, welcher der Bedingung $\Sigma dM.y = 0$ Genüge leistet.

Die zweite Bedingung bleibt unerfüllt. Trägt man die zu den einzelnen Werthen ω gehörigen $\mathfrak{M}$ in dem eben erwähnten Koordinatensysteme als Ordinaten ein, so findet man in der zu $\Sigma dM.y = 0$ gehörigen Ordinate den zu $s = s_1$, $\omega = \omega_1$, $\Sigma dM.y = 0$ gehörigen Werth $\mathfrak{M} = \mathfrak{M}_1$.

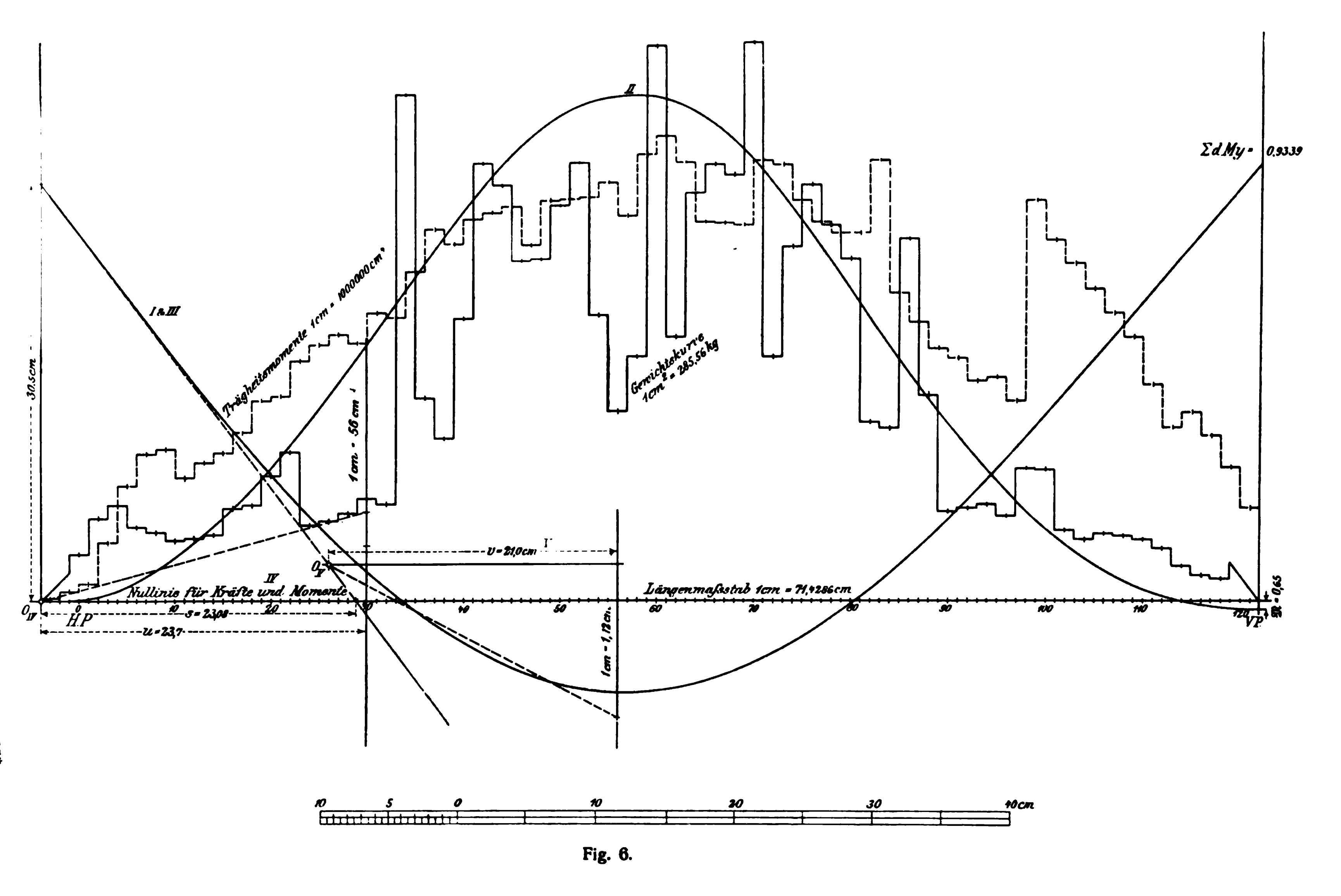
Wählen wir nunmehr statt der vorher angenommenen Unbekannten s_1 einen zweiten Werth $s = s_2$ und variiren wiederum mit der zweiten Unbekannten ω, so finden wir eine neue Lösung, welche der ersten Gleichgewichtsbedingung $\Sigma dM.y = 0$, nicht aber der zweiten genügt: also die zusammengehörigen Werthe $s = s_2$, $\omega = \omega_2$, $\Sigma dM.y = 0$, $\mathfrak{M} = \mathfrak{M}_2$.

Aendern wir s zu s_3, so finden wir als dritte Lösung $s = s_3$, $\omega = \omega_3$ $\Sigma dM.y = 0$, $\mathfrak{M} = \mathfrak{M}_3$ u. s. w.

Die Werthe $\mathfrak{M}_1$, $\mathfrak{M}_2$, $\mathfrak{M}_3$ etc. sind im allgemeinen von einander verschieden. Sind die Variationsgrenzen von s genügend weit gewählt worden, so finden wir durch Interpolation zwischen $\mathfrak{M}$ und s einen Werth s_0, welcher der Bedingung $\mathfrak{M} = 0$ gleichzeitig mit der Bedingung $\Sigma dM.y = 0$ genügt und nach Eintragen der zugehörigen Werthe ω in das Interpolationsdiagramm auch den zugehörigen Werth $\omega = \omega_0$ für $\mathfrak{M} = 0$, $\Sigma dM.y = 0$, $s = s_0$.

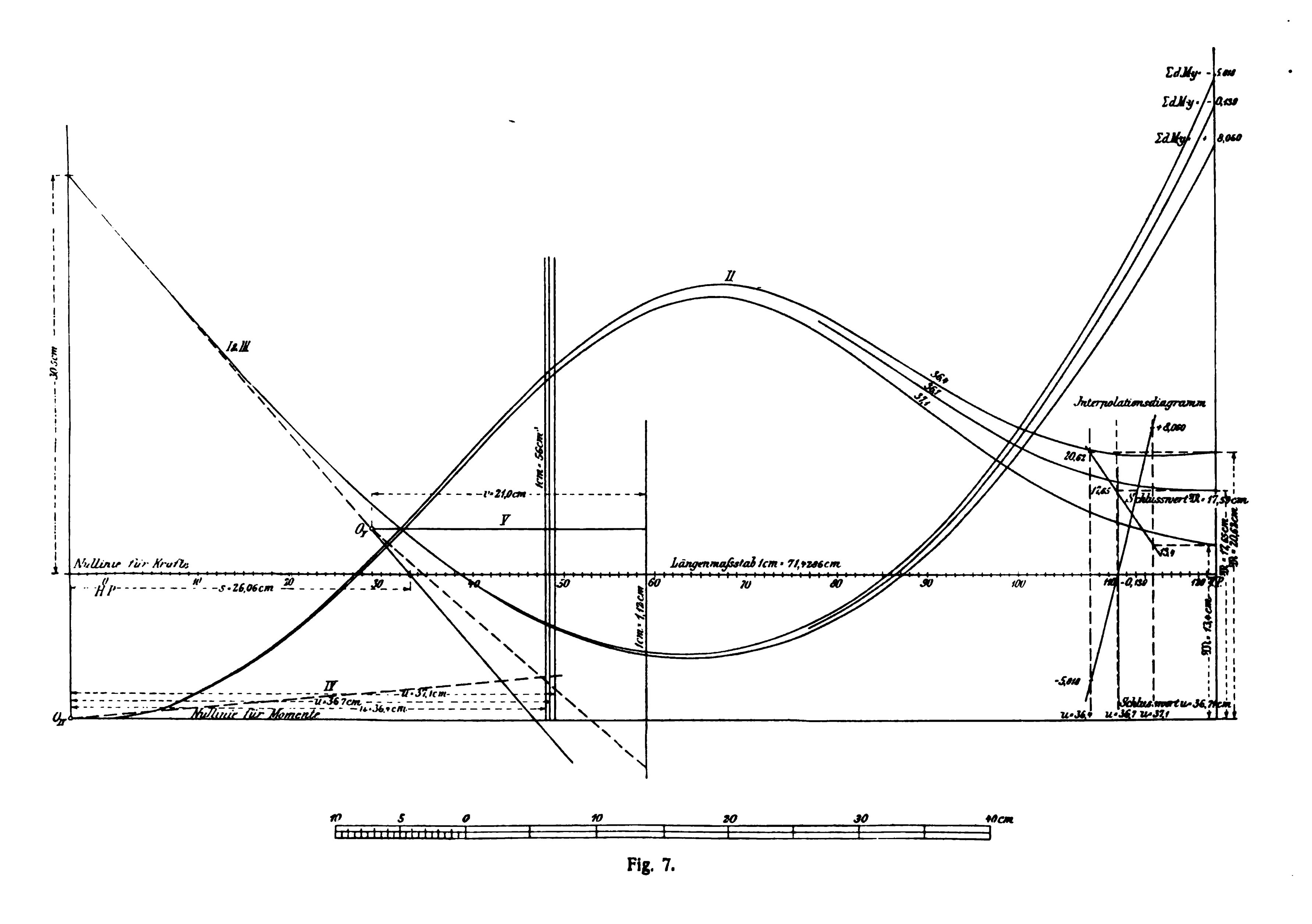
In Fig. 6—9 ist die Rechnung vollständig für ein Fahrzeug durchgeführt, dessen Gewichts- und Querschnittsvertheilung aus Fig. 6 ersichtlich ist. Die Variation wurde in die beiden Werthe s und u (Polabstand des Kräfteplans IV) gelegt. Durch die Wahl von u statt ω konnte der Maassstab, nach welchem die Lamellen gemessen wurden, bei der Variation konstant beibehalten werden.

Jede der Figuren 7—9 ergiebt zusammengehörige Werthe der s, u und $\mathfrak{M}$ für die Bedingung $\Sigma dM.y = 0$, die Schlussinterpolation in Fig. 6 giebt



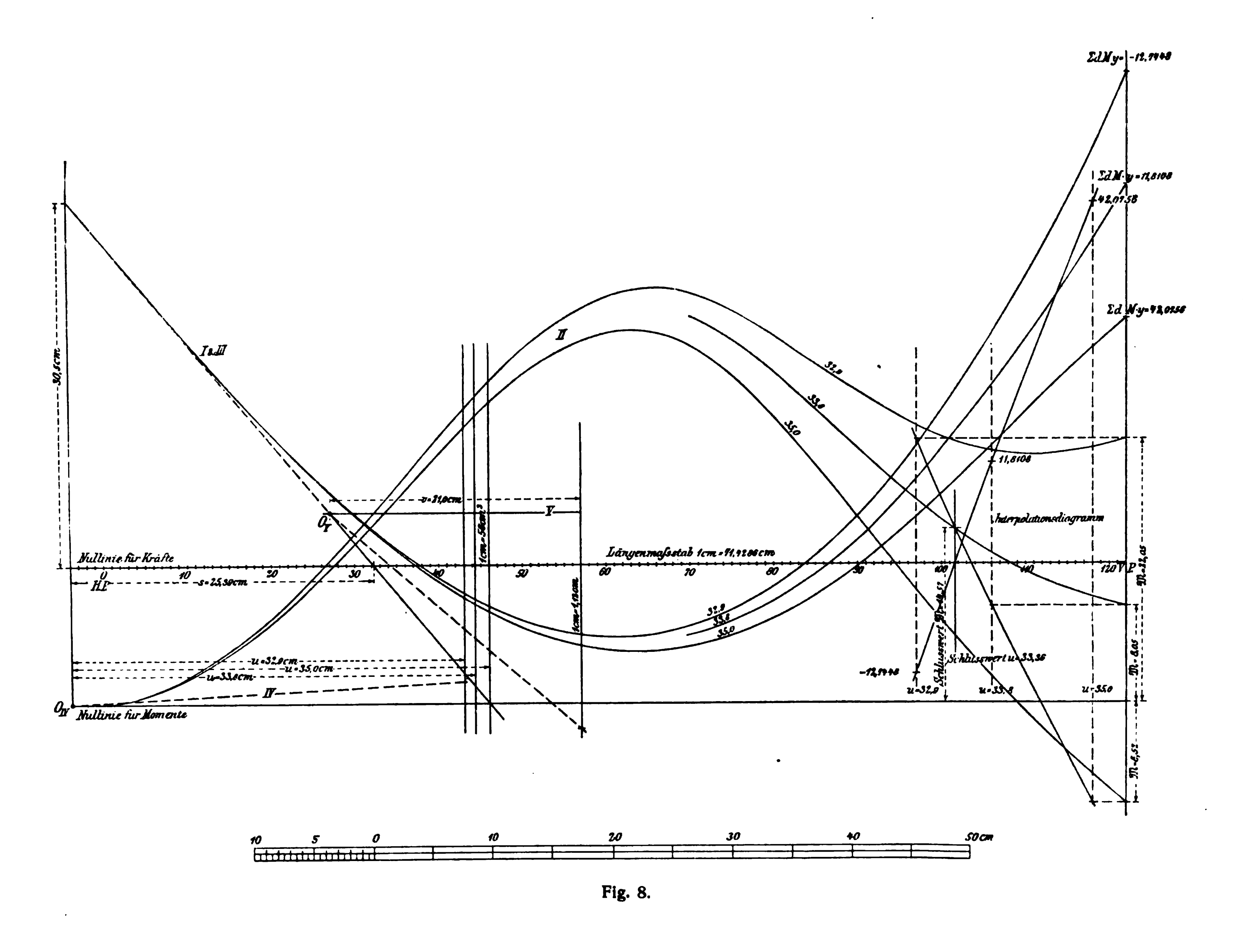
Σd My = 0,9339
I u. III
II
IV
Trägheitsmomente 1cm = 1000000 cm⁴
Gewichtskurve 1cm² = 285,56 kg
1cm = 58 cm
1cm = 1,12 cm
v = 21,0 cm
Nullinie für Kräfte und Momente
Längenmaßstab 1cm = 71,4286 cm
s = 23,08
u = 23,7
30,5 cm
0,65
H.P
V.P
10
5
0
10
20
30
40cm

Fig. 6.



Nullinie für Kräfte
Nullinie für Momente
Längenmaßstab 1cm = 71,4286cm
Interpolationsdiagramm
s = 26,06cm
v = 21,0cm
1cm = 56cm²
1cm = 1,12cm
30,5cm
I & III
II
IV
V
36,4
36,7
37,1
20,62
+8,060
-5,010
-0,130
Schlusswert 𝔐 = 17,59cm
Schlusswert u = 36,7cm
u = 36,4
u = 36,7
u = 37,1
u = 37,1cm
u = 36,7cm
u = 36,4cm

Fig. 7.

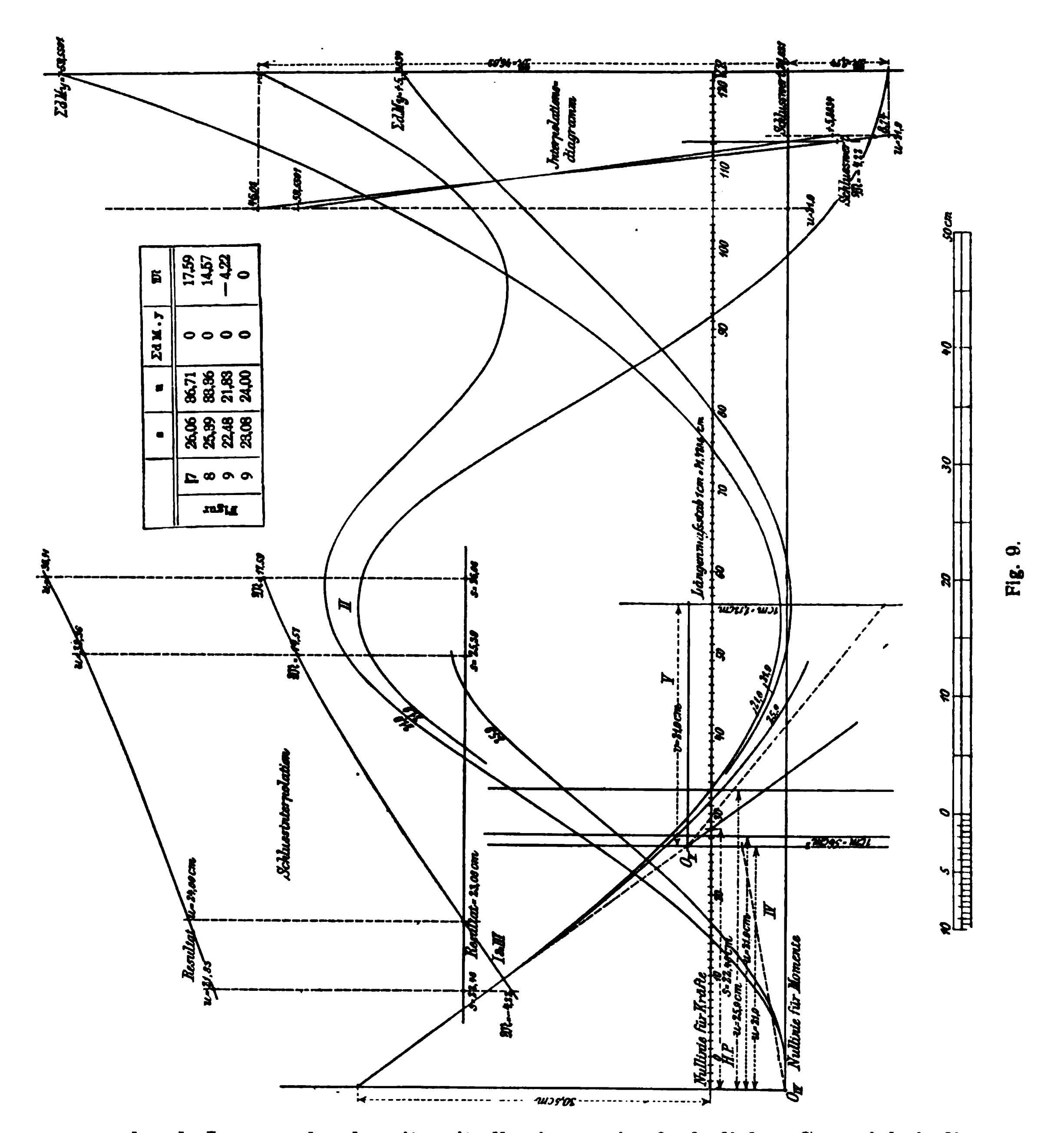


Nullinie für Kräfte
Nullinie für Momente
Längenmaßstab 1cm = 11,9286 cm
Interpolationsdiagramm
I u. III
II
IV
V
-u=32,9cm-
-u=35,0cm-
-u=33,8cm-
-s=25,30cm
-v=31,0cm
30,5cm
1cm=58cm³
11,8108
120 V P
50 cm

Fig. 8.

die gesuchten Werthe $u = 24{,}0$ cm, $s = 23{,}08$ cm, zu den Bedingungen $\Sigma dM \,.\, y = 0$ und $\mathfrak{M} = 0$.

In Fig. 6 ist die Schwingungslinie irrthümlich mit den Werthen $u = 23{,}7$ statt 24,0 und $s = 23{,}08$ gezeichnet worden: da die mit diesen Werthen sich



Figur	u	s	ΣdM.y	𝔐
7	26,06	36,71	0	17,59
8	25,99	33,36	0	14,57
9	22,48	21,83	0	−4,22
9	23,08	24,00	0	0

Fig. 9.

ergebende Lösung aber bereits mit aller in praxi erforderlichen Genauigkeit die Bedingungen erfüllt, ist von einer weitergehenden Annäherung Abstand genommen worden. Durch Benutzung der aus Fig. 6 noch zu gewinnenden

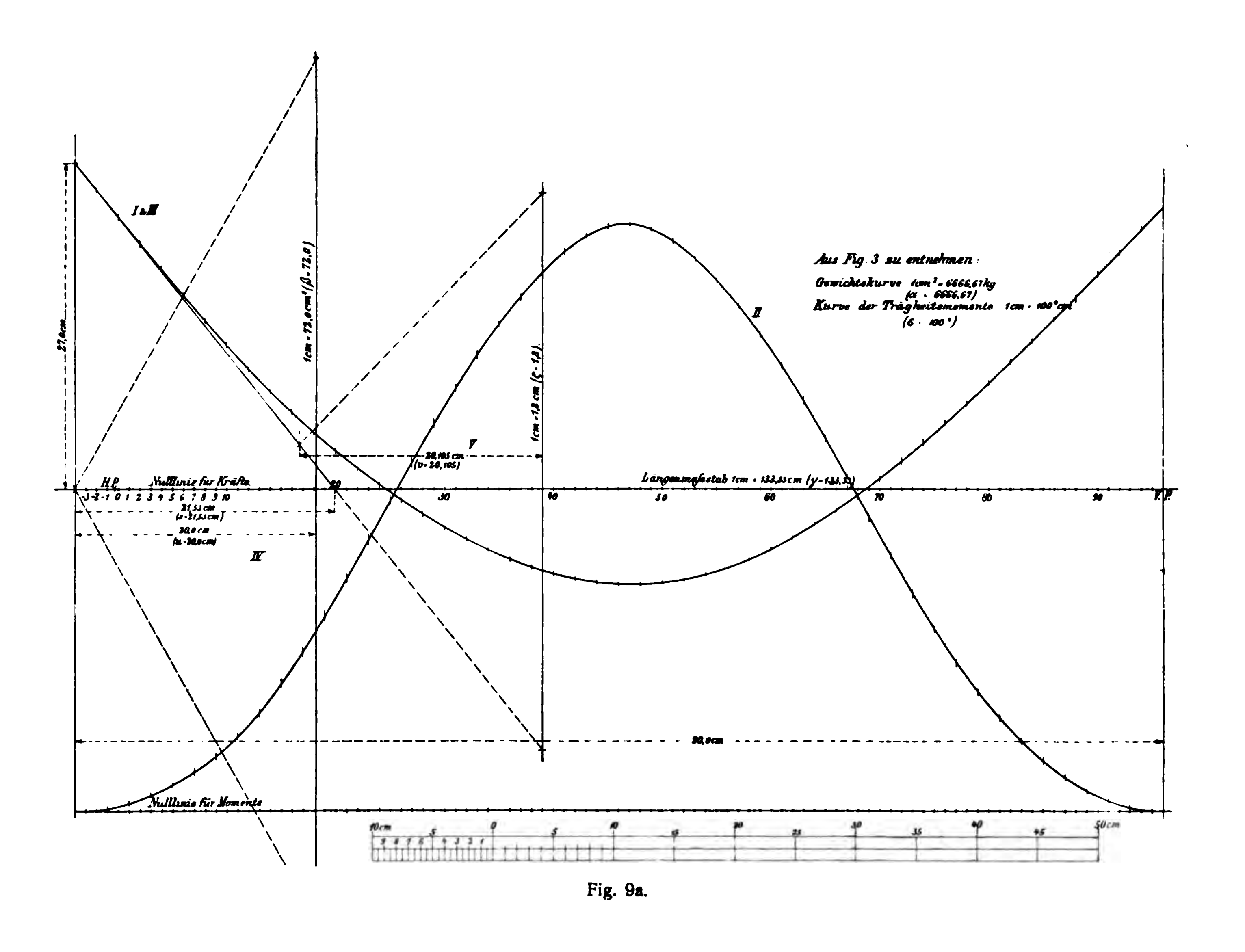

Aus Fig. 3 zu entnehmen:
Gewichtskurve 1cm² = 6666,67 kg
(α = 6666,67)
Kurve der Trägheitsmomente 1cm = 100⁴cm⁴
(δ = 100⁴)
I u. III
II
IV
V
H.P.
V.P.
Nullinie für Kräfte
Nullinie für Momente
Längenmaßstab 1cm = 133,33 cm (γ = 133,33)
27,0 cm
1cm = 72,0 cm⁴ (β = 72,0)
1cm = 1,8 cm (ε = 1,8)
28,185 cm
(υ = 28,185)
21,53 cm
(α = 21,53 cm)
20,0 cm
(κ = 20,0 cm)
30,0 cm

Fig. 9a.

Werthe hätte die Genauigkeit des Schlussresultates beliebig gesteigert werden können.

In Fig. 9a ist die Schlusslösung der Schwingungslinie des in Fig. 3 dargestellten Fahrzeuges niedergelegt. Die Variation wurde hierbei in die beiden Werthe s und v gelegt und ermittelt $s = 21{,}53$ cm, $v = 20{,}105$ cm.

Räumliche Interpolation in Kavallerperspektive.



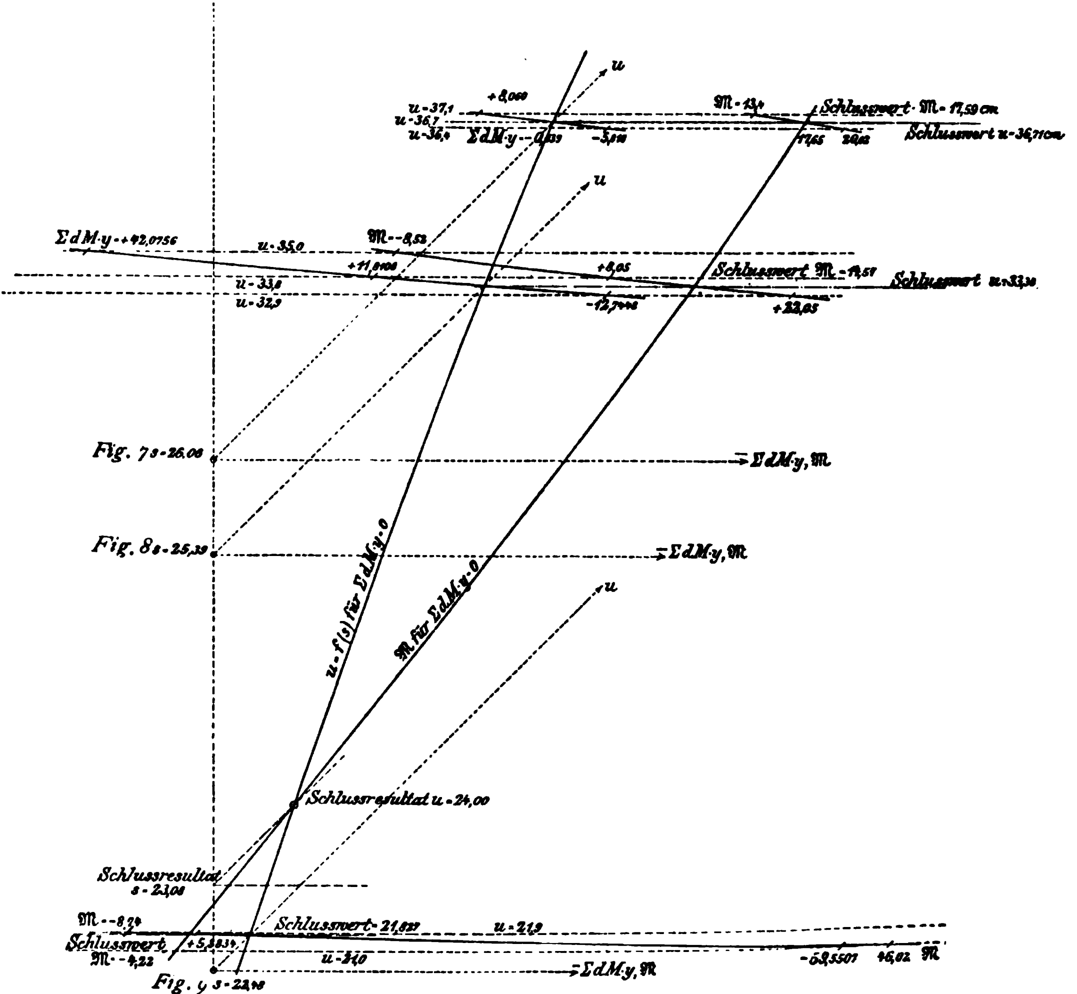


Fig. 10.

Die Lösungsmethode stellt, wie schon oben bemerkt, eine räumliche Interpolation dar: in unserem Falle die Ermittelung eines Punktes im Raume als Schnittpunkt dreier Raumflächen.

Tragen wir in ein räumliches rechtwinkliges Koordinatensystem mit den Achsen s, u und $\Sigma dM \cdot y$ die gefundenen zusammengehörigen Werthe ein, so entsteht eine Raumfläche (die erste der drei Flächen), von der wir drei horizontale Schnittlinien für ($s = 26{,}06$, $s = 25{,}39$, $s = 22{,}48$) in Fig. 10 eingezeichnet sehen.

Benutzen wir das gleiche Koordinatensystem zur Darstellung der zusammengehörigen Werthe s, u und $\mathfrak{M}$ ($\mathfrak{M}$ auf Achse der $\Sigma dM \cdot y$), so erhalten wir die zweite Raumfläche, von welcher wiederum drei Horizontalschnitte für die obigen Horizontalebenen ($s = 26{,}06$ u. s. w.) in Fig. 10 eingezeichnet sind.

Legen wir nunmehr durch die erste Fläche die Ebene $\Sigma dM \cdot y = 0$, so erhalten wir eine Schnittlinie, deren einzelne Punkte zusammengehörige Werthe von s, u und $\Sigma dM \cdot y = 0$ enthalten (auf Tafel eingezeichnet, ($u = f\ (s)$ für $\Sigma dMy = 0$).

Legen wir nunmehr durch diese Schnittlinie eine cylindrische Fläche senkrecht zur u s-Ebene (die dritte der Raumflächen), so wird die zweite Fläche nach einer Raumkurve geschnitten, welche die zusammengehörigen Werthe der s, u, $\Sigma dM \cdot y = 0$, und $\mathfrak{M}$ enthält (in Fig. 10 eingezeichnet). Der Punkt, für welchen $\mathfrak{M} = 0$, ist der gesuchte Punkt des Raumes.

Die Einzelinterpolationen in Fig. 6—9 erhalten durch diese räumliche Darstellung ihre konkrete Bedeutung.

Die absoluten Grössen der Aufgabe lassen sich wie folgt ermitteln:

Es sei der Maassstab der Gewichtsfläche $1\ cm^2 = \alpha$ kg, der Transversalmaassstab der elastischen Linie die natürliche Grösse, der Längenmaassstab derselben $1\ cm = \gamma$ cm, der Maassstab, nach welchem der Werth $dM \cdot y$, (wobei dM eine Lamelle der Gewichtsfläche in cm^2, y die mittlere Schwingungsordinate derselben in cm) in den Kräfteplan IV eingetragen $1\ cm = \beta\ cm^3$, der Polabstand des Kräfteplanes $IV = \underline{u}$ cm, der Maassstab der Kurve der Trägheitsmomente $1\ cm = \varepsilon\ cm^4$, der Maassstab, nach welchem die Werthe $\frac{\mathfrak{M} dx}{J}$ (wo $\mathfrak{M}\,dx$ die Fläche einer Lamelle des Momentendiagrammes in cm^2, J die mittlere Ordinate der Kurve der Trägheitsmomente für diese Lamelle in cm) in den Kräfteplan V eingetragen $1\ cm = \zeta$ cm, der Polabstand des Kräfteplanes V, $1\ cm = v$ cm, so folgt als Maassstab für den Kräfteplan IV:

$$1\ cm = \frac{\beta \cdot \alpha \cdot \omega^2}{g}\ kg,$$

sonach als Maassstab des Momentendiagrammes II:

$$1 \text{ cm} = \text{u} \, . \, \frac{\gamma \, . \, \beta \, . \, \alpha \, . \, \omega^2}{g} \text{ kg cm},$$

sonach der Maassstab des Kräfteplanes V:

$$1 \text{ cm} = \frac{\zeta \, . \, \gamma \, . \, \text{u} \, . \, \gamma \, . \, \beta \, . \, \alpha \, . \, \omega^2}{\varepsilon \, . \, g},$$

$$\text{und es gilt } \frac{\text{v} \, . \, \gamma \, . \, \zeta \, . \, \gamma \, . \, \text{u} \, . \, \gamma \, . \, \beta \, . \, \alpha \, . \, \omega^2}{\varepsilon \, . \, g} = E,$$

$$\text{woraus } \omega^2 = \frac{E \, . \, \varepsilon \, . \, g}{\text{u} \, . \, \text{v} \, . \, \alpha \, . \, \beta \, . \, \gamma^3 \, . \, \zeta}$$

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{E \, . \, \varepsilon \, . \, g}{\text{u} \, . \, \text{v} \, . \, \alpha \, . \, \beta \, . \, \gamma^3 \, . \, \zeta}}$$

Für das Fahrzeug der Fig. 6 ist

$$\text{u} \doteq 24{,}0, \quad \text{v} = 21{,}0, \quad \alpha = 285{,}56,$$

$$\beta = 56, \quad \gamma = 71{,}4286, \quad \zeta = 1{,}12, \quad \varepsilon = 1\,000\,000$$

E angenommen zu 2 000 000

$$g = 981,$$

$$\text{sonach } \omega^2 = \frac{2\,000\,000 \, . \, 1\,000\,000 \, . \, 981}{24 \, . \, 21 \, . \, 285{,}56 \, . \, 56 \, . \, 71{,}4386^3 \, . \, 1{,}12}$$

$$\omega^2 = 596{,}41$$

n = 233,21 Schwingungen pro Minute.

Für das Fahrzeug der Fig. 3 und 9a

$$\text{u} = 20, \quad v = 20{,}105, \quad \alpha = 6666{,}67,$$

$$\beta = 72, \quad \gamma = 133{,}33, \quad \zeta = 1{,}8, \quad \varepsilon = 100^4$$

E angenommen zu 2000 000, g = 981,

$$\text{sonach } n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{20 \, . \, 20{,}105 \, . \, 6666{,}67 \, . \, 72 \, . \, 133{,}33^3 \, . \, 1{,}8}{2000\,000 \, . \, 100^4 \, . 89}}$$

n = 147,4 Schwingungen pro Minute.

Ist ein Stab gegeben, dessen Massen- und Querschnittsvertheilung der Massen- und Querschnittsvertheilung eines in Bezug auf seine Schwingungsverhältnisse bereits bekannten Stabes ähnlich ist, und beträgt

die Gesammtmasse des bekannten Stabes . . . . M_1
die des zweiten Stabes . . . . $M_2 = \eta . M_1$
ein beliebiges Trägheitsmoment des ersten Stabes . J_1
das entsprechende des zweiten Stabes . $J_2 = \vartheta . J_1$
die Länge des ersten Stabes . . . . L_1
die des zweiten Stabes . . . . $L_2 = \xi . L_1$
der Elasticitätskoëfficient des ersten Stabes . . . . E_1
der des zweiten Stabes . . . . $E_2 = \mu . E_1$,

so beträgt die Schwingungszahl des zweiten Stabes, da sich α in $\alpha . \eta$, ε in $\varepsilon . \vartheta$, γ in $\gamma . \xi$, E in μ . E verwandelt,

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\mu . \vartheta . E_1 . \varepsilon . g}{\eta . \xi^3 . u . v . \alpha . \beta . \gamma^3 . \zeta}} = \sqrt{\frac{\mu . \vartheta}{\eta . \xi^3}} . n_1.$$

In dieser Formel ist das Aehnlichkeitsgesetz der Schwingungszahlen niedergelegt, welches uns gestattet, aus Versuchen am Modell auf die Schwingungen des ausgeführten Fahrzeuges zu schliessen.

Für das vorher gegebene Beispiel der Fig. 6 wurde ein Brettmodell hergestellt, dessen Gesammtgewicht incl. Zusatzgewichte G = 10,54 kg, dessen Trägheitsmoment auf Sp. 61 = 1,13 cm^4, dessen Länge = 315 cm betrugen, und dessen Elasticitätsmodul aus einem Versuchsstabe zu $E = 133160 \frac{kg}{cm^2}$ ermittelt worden war (vergl. Fig. 31a). Das Fahrzeug selbst hatte die entsprechenden Werthe 351 370, 33 610 000, 6 300 und 2 000 000.

Die Brettschwingung berechnet sich sonach zu

$$n = 233{,}21 . \sqrt{\frac{133160 . 1{,}14 . 351370 . 6300^3}{2000000 . 33610000 . 10{,}54 . 315^3}},$$

$$n = 233{,}21 . 0{,}776 = 181{,}0.$$

Bei den weiter unten zu beschreibenden Versuchen wurde die maximale Schwingung in der That im Mittel bei 183 Umdrehungen der Versuchsmaschine gezählt, und damit die Richtigkeit unserer Rechnung bestätigt.

Das Aehnlichkeitsgesetz wurde zuerst von Mallock[1]) zur Berechnung der Schwingungsperiode des Schiffes aus der eines Modelles aufzustellen gesucht; doch ist die von demselben gegebene Formel nicht korrekt.

Mallock giebt an $n_s = n_p . \frac{l_p}{l_s} \sqrt{\frac{q_m . \varrho_s . B}{q_s . \varrho_m . A}}$: die richtige Formel lautet:

---

[1]) Mallock: On vibrations of ships and engines I. o. N. A. 1895.

$$n_s = n_p \cdot \frac{l_p}{l_s} \sqrt{\frac{q_s}{q_m} \cdot \frac{\varrho_m}{\varrho_s} \cdot \frac{B}{A}}.$$

Ist D das Deplacement des Fahrzeuges, J_0 das Trägheitsmoment des Hauptspantes, L die Schiffslänge, so können wir, wenn wir für gleiche Schiffstypen gleiche Massen- und Querschnittsvertheilung annehmen, die obige Formel schreiben

$$n = C \cdot \sqrt{\frac{J_0}{D \cdot L^3}},$$

eine zuerst von Schlick aufgestellte Beziehung von äusserster Wichtigkeit.[2])

Schlick giebt als Werthe von C:

1. für Schiffe mit sehr feinen Linien; Torpedobootszerstörer $C = 3\,436\,800$,
2. für grosse transatlantische Passagierdampfer mit feinen Linien $C = 3\,144\,300$,
3. für Lastschiffe mit vollen Linien $C = 2\,802\,500$, wobei J in m^4, D in t, L in m zu rechnen ist.

Setzen wir völlige Aehnlichkeit der Fahrzeuge voraus, so lässt sich die angegebene Beziehung auch umformen in:

$$n = \frac{C_1}{L}$$

d. h. die Schwingungszahlen ähnlicher Schiffe verhalten sich umgekehrt wie ihre Längen, oder für ähnliche Schiffe ist das Produkt aus Schwingungszahl und Schiffslänge ein konstanter Werth.

Als rohe dem Gedächtniss leicht haftende Annäherung mag dies Produkt angegeben werden zu

$$n \cdot L = 10\,000 \text{ m}$$

Da die Maschinen der grösseren Handelsschiffe im allgemeinen die gleiche Tourenzahl im Mittel gleich 75 besitzen, folgt, dass es für das normale Handelsschiff eine kritische Schiffslänge geben muss, welche sich mit den beiden Zahlen $n = 75$ und $n \cdot L = 10\,000$ zu ca. 130 m Schiffslänge für Kräfte der einfachen Periode, zu ca. 65 m Schiffslänge für Kräfte der doppelten Periode (siehe Kap. VI. 2) ergiebt. Für Schiffe unter 65 m Länge wird sonach — die Tourenzahl gleich 75 vorausgesetzt — ein Massenausgleich in der Maschine überhaupt nicht erforderlich

[2]) Schlick I. o. N. A. 1894. vergl. auch Kleen: Die elastischen Schwingungen der Schiffskörper. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1893.

sein, für Schiffe zwischen 65 und 130 m Länge nur ein solcher, welcher die Kräfte der doppelten Periode berücksichtigt (Pleuelstangeneinfluss), und erst für Schiffe von oder über 130 m Länge wird der Ausgleich der in der einfachen Periode wirkenden Kräfte nothwendig werden.

Die eingesetzten Zahlen sollen die praktische Bedeutung des Aehnlichkeitsgesetzes darthun; sie sind in jedem besonderen Falle nach vorhandenen Daten ähnlicher Schiffe sorgfältig zu prüfen.

Kapitel II.

Gedämpfte Schwingung unter alleiniger Einwirkung elastischer Kräfte.

Die in Kapitel I ermittelte Bewegungsgleichung ergab für einmal angeregte Schwingungen eine nach gleichen Zeiten in gleicher Intensität wiederkehrende dauernde Bewegung. Thatsächlich lehrt die Natur, dass alle Schwingungen, auf welche äussere Kräfte nicht wirken, mit der Zeit in ihrer Amplitude abnehmen. Es muss sonach beim Eintreten der Schwingung gleichzeitig eine Energieumsetzung stattfinden, als deren Ursachen einmal die innere Reibung[1]) und zweitens die elastische Nachwirkung[2]) anzusehen sind.

Ohne nach den Ursachen der Dämpfung zu fragen, können wir behaupten, dass für den Augenblick der völligen Ruhe des Systemes eine Dämpfungskraft überhaupt nicht vorhanden sein kann: dieselbe wird erst mit Beginn der Bewegung auftreten und mit der Geschwindigkeit ihren Maximalwerth erreichen.

Wie immer zwischen diesen beiden Grenzen der Verlauf der **Dämpfungskraft** sein möge, gilt in erster Annäherung, dass dieselbe **direkt proportional der Geschwindigkeit des Massenpunktes und von umgekehrtem Vorzeichen ist.**

1. Schwingung eines Massenpunktes.

Die Bewegungsgleichung des Massenpunktes M lautet:

$$M \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + C \cdot y + k \cdot \frac{dy}{dt} = o,$$

woraus nach Einführung der Amplitude h und der Phasenkonstante ε[3])

$$y = h_\varphi \cdot e^{-\frac{kt}{2M}} \cdot \sin\left(\varphi + \sqrt{\frac{C}{M} - \left(\frac{k}{2M}\right)^2} \cdot t\right).$$

[1]) **Voigt:** Bestimmung der Konstanten der Elasticität und Untersuchung der inneren Reibung für einige Metalle. Abh. der Kgl. Ges. d. Wissensch. zu Göttingen. 1893.

[2]) **L. Boltzmann:** Zur Theorie der elastischen Nachwirkung. Pogg. Ann. 1875 76. Ergänzungsband.

[3]) **Autenheimer:** Lehrbuch der Differential-Rechnung: Pendelbewegung im widerstehenden Mittel.

Die Bewegung des Massenpunktes ist eine schwingende mit der Amplitude

$$h = h_\varphi \, . \, e^{-\frac{kt}{2M}}$$

und der Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{M} - \left(\frac{k}{2M}\right)^2}.$$

Da $\sqrt{\frac{C}{M}}$ die Winkelgeschwindigkeit der Eigenschwingung des dämpfungsfreien Massenpunktes, so erkennen wir, dass die Dämpfung eine Verlängerung

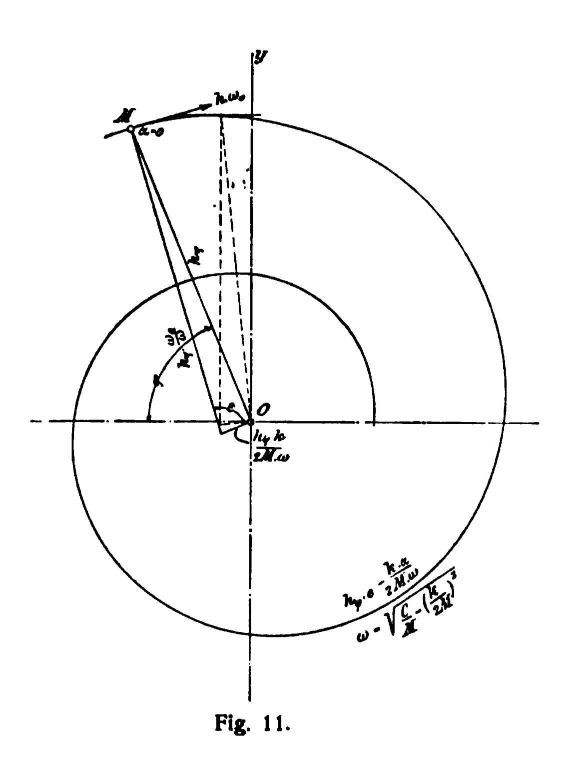


Fig. 11.

der Periode zur Folge hat und zwar wächst ω um so mehr, je grösser die Dämpfung, d. h. der Wert $\frac{k}{2M}$.

$h \, . \, e^{-\frac{kt}{2M}}$ ist die Gleichung einer logarithmischen Spirale: die schwingende Bewegung des gedämpften Massenpunktes lässt sich sonach darstellen als Projektion eines mit konstanter Winkelgeschwindigkeit ω auf einer logarithmischen Spirale dem Nullpunkte 0 zueilenden Massenpunktes. (Fig. 11).

Aus $\omega = \sqrt{\frac{C}{M} - \left(\frac{k}{2M}\right)^2}$ folgt:

$$h^2 = \frac{C}{M}\frac{h^2}{\omega^2} - \left(\frac{k}{2M}\cdot\frac{h}{\omega}\right)^2.$$

Die Schwingung des Punktes lässt sich sonach auffassen als Superposition zweier Schwingungsbewegungen gleicher Periode mit den Amplituden

$$h\,.\frac{\omega_0}{\omega} \text{ und } \frac{h}{\omega}\cdot\frac{k}{2M},$$

von denen jede für sich nach dem gleichen Gesetze der logarithmischen Spirale abnimmt. $h\,.\frac{\omega_0}{\omega}$ ist die Polarnormale der Spirale, zugleich der Krümmungsradius der augenblicklichen Punktbahn, $\frac{h\,.\,k}{\omega\,.\,2M}$ die Subnormale der Spirale.

Beide Schwingungen unterscheiden sich durch die Phasenkonstante ε.

$$\varepsilon = \operatorname{arc\,tg}\frac{2M\omega}{k}.$$

Den Maximalausschlag erreicht der Punkt, wenn der Vektor $h\,.\frac{\omega_0}{\omega}$ vertikal steht, sonach für $\varphi = \varepsilon$, der Ausschlag o wird erreicht, wenn h selbst durch die Nulllage geht, sonach für $\varphi = o$. Die Bewegung des Punktes innerhalb einer halben Periode ist sonach keine symmetrische: der Punkt schwingt rascher von der Nulllage weg, langsamer zu dieser zurück.

Besitzt der Punkt für den Winkel φ die Amplitude h_φ, so ist dieselbe

nach einer $1/2$ Periode auf $h_{\varphi+\pi} = h_\varphi\,.\,e^{-\frac{k\pi}{2M.\omega}}$,

nach einer $1/1$ Periode auf $h_{\varphi+2\pi} = h_\varphi\,.\,e^{-\frac{k2\pi}{2M.\omega}}$ gesunken.

Das Verhältniss zweier aufeinander folgender Amplituden ist konstant:

$$\frac{h_{\varphi+2\pi}}{h_{\varphi+\pi}} = e^{-\frac{k\pi}{2M.\omega}}.$$

Den Exponenten $-\frac{k\pi}{2M.\omega}$ nennt man das logarithmische Dekrement der Schwingung. Kennt man durch direkte Messungen an einem mit M belasteten schwingenden Stabe die Abnahme aufeinander folgender Schwingungen, sowie die Periode der letzteren, so ist das logarithmische Dekrement und damit für das betreffende Material der Werth k bestimmt. Der Umstand, dass die Abnahme der Schwingungen, nach Messungen, genügend genau dem gefundenen Gesetze folgt, beweist die Zulässigkeit unserer vorangestellten Annahme.

2. Schwingung des Stabes.

Wird ein Stab durch irgend welche äusseren Kräfte gebogen, so erfährt jedes Element eines Querschnittes eine Dehnung oder Pressung proportional seinem Abstande von der neutralen Faser. Die Geschwindigkeit der Deformation in einem Querschnitte ist ebenfalls diesem Abstande proportional. Da nun die Dämpfungskräfte den Deformationsgeschwindigkeiten proportional, so folgt, dass sich die Dämpfungskräfte in gleicher Weise über den Querschnitt eines Stabes und im Stabe selbst vertheilen, wie die inneren Kräfte. Fassen wir die Dämpfungskräfte als selbstständige Kräftegruppe zusammen, so werden dieselben am schwingenden Stabe für sich eine Schwingungslinie geometrisch ähnlich der der dämpfungsfreien Schwingung hervorbringen.

Die Schwingung des Stabes setzt sich sonach zusammen aus zwei um eine gewisse Phase versetzten Einzelschwingungen:

1. der Schwingung des dämpfungsfreien Stabes.
2. der gedämpften Schwingung.

Jede dieser Schwingungen, sonach auch die resultirende Schwingung, nimmt nach dem Gesetze der logarithmischen Spirale ab. In jedem Augenblicke ist die Form der Schwingungslinie der des dämpfungsfreien Stabes ähnlich.

Die Schwingungsperiode erfährt gegenüber der des dämpfungsfreien Stabes eine Verlängerung.

Kapitel III.

Dämpfungsfreie Schwingung unter der Einwirkung äusserer und elastischer Kräfte.

Greifen an einem Systeme Kräfte irgend welcher Art an, so können dieselben eine gesetzmässig schwingende Bewegung nur dann erzeugen, wenn sie selbst gesetzmässig in gleichen Zeiten wiederkehrend sind. Solche Kräfte nennt man periodische Kräfte. Ihr Vorhandensein ist Voraussetzung unserer Untersuchung.

Wie immer das Gesetz der periodischen Kraft beschaffen sein möge, stets können wir uns dasselbe nach der Fourier'schen Reihe auflösen in eine Reihe harmonischer Kräfte, deren Perioden Theile der gegebenen, deren Amplituden und Phasenkonstanten im allgemeinen verschieden sind.

$$P = \sum_{n=0}^{n=\infty} P_n . \sin (\varepsilon_n + n . \omega . t).$$

Da nach dem Principe der ungestörten Superposition die Summe der Einzelwirkungen der Einzelkräfte gleich der Wirkung der Summe der Einzelkräfte, so vereinfacht sich unsere Aufgabe auf die einzige Untersuchung der dämpfungsfreien Schwingung unter der Einwirkung einer harmonischen äusseren und der inneren elastischen Kraft.

1. Schwingung eines Massenpunktes.

Ein Massenpunkt M sei elastisch mit O verbunden. Greift an demselben eine harmonisch schwingende Kraft $m . \omega^2 r$ an, so wird der Massenpunkt ebenfalls in Schwingungen gerathen. Fassen wir diese, entsprechend dem in Kapitel I gesagten, als Projektion einer Rotationsbewegung auf, so erhalten wir an dem rotirenden Massenpunkt die folgenden Kräfte angreifend:

1) $M . \omega^2 . h$, 2) $C . h$, 3) $m . \omega^2 . r$ (vergl. auch Fig. 25).

$M . \omega^2 . h$ und $C . h$ wirken in gleicher Linie: soll Gleichgewicht bestehen, so muss $m . \omega^2 . r$ ebenfalls in diese Aktionslinie fallen, d. h. mit M in gleicher Periode und gleicher oder entgegengesetzter Phase schwingen. Es gilt sonach die Gleichgewichtsbedingung:

$$M . \omega^2 . h \pm m \omega^2 r - C . h = 0,$$

woraus

$$\omega^2 = \frac{C . h}{M . h \pm m r}$$

und

$$h = \mp \frac{m \omega^2 r}{M \omega^2 - C}.$$

Da $\sqrt{\frac{C}{M}} = \omega_0 =$ der Winkelgeschwindigkeit der Eigenschwingung des Massenpunktes M unter alleiniger Einwirkung der elastischen Kraft $C . h$, folgt

$$\omega^2 = \frac{\omega_0^2 . h}{h \pm \frac{m}{M} . r}$$

und

$$h = \pm \frac{m \omega^2 r}{M (\omega_0^2 - \omega^2)}.$$

Eine an M angreifende harmonische Kraft $m\omega^2 r$ theilt dem Massenpunkt M ihre eigene Schwingungsperiode mit. Ist diese grösser wie die natürliche des Punktes M, so schwingen m und M in gleicher Phase ($\varepsilon = 0$), ist dieselbe kleiner, in entgegengesetzter Phase ($\varepsilon = 180°$). Der Wechsel von $\varepsilon = 0$ zu $\varepsilon = 180°$ findet sprungweise für $\omega = \omega_0$ statt.

Jeder Periode entspricht eindeutig ein Schwingungsausschlag h.

für $\omega = \omega_0$ wird $h = \infty$.

Bezeichnen wir $\omega = \alpha . \omega_0$,

so schreiben sich obige Formeln in:

$$\alpha^2 = \frac{h}{h \pm \frac{m.r}{M}}$$

$$h = \pm \frac{m . \alpha^2 . r}{M (1 - \alpha^2)}$$

In Fig. 26 ist der Werth $\frac{h . M}{r . m}$ und die Phasenkonstante als Funktion von α aufgetragen (Kurve 1).

Die Erscheinung der unter dem Einfluss einer äusseren Kraft hervorgerufenen Schwingungsbewegung bezeichnet man mit dem Namen der erzwungenen Schwingung oder des Mitschwingens.

2. Schwingung des Stabes.

Die Gesetze des schwingenden Stabes unter Einwirkung einer harmonischen Kraft lassen sich am einfachsten am prismatischen Stabe erläutern. Auf diesen wollen wir daher unsere Untersuchungen beschränken und auch an ihm nur betrachten die Wirkung 1. einer in der Mitte des Stabes, 2. einer am Ende des Stabes angreifenden harmonischen Kraft.

Diese Beschränkung ist keineswegs durch eine Unfähigkeit der Methode, sondern lediglich durch das ausserordentlich Zeitraubende weitergehender Untersuchungen geboten.

A. Bestimmung der Schwingungsformen des prismatischen Stabes.

Die zur Ermittelung der Schwingungslinien des prismatischen Stabes angewandte Methode ist die allgemein im Kap. I beschriebene. Die angegebenen

Beschränkungen gestatten uns jedoch eine bedeutende Vereinfachung des dort entwickelten Rechnungsganges.

Beginnen wir die Konstruktion der Schwingungslinie in der beschriebenen Weise durch vorläufige Annahme der beiden Unbekannten s und u, so erkennen wir, dass wir beim prismatischen Stabe in der Lage sind, die Konstruktion an jeder beliebigen Stelle abzubrechen und die gefundene elastische Linie als eine mögliche Schwingungsform des Stabes zu erklären, an dessen Ende noch eine Einzelkraft und ein Moment so wirkt, dass

$$\text{I.}\quad \Sigma P = 0,$$

$$\text{II.}\quad \Sigma \mathfrak{M} = 0.$$

In jedem Elemente erhalten wir andere Restkräfte und Restmomente, und wir dürfen sonach erwarten, dass, wenn wir nur die Konstruktion genügend lange fortsetzen, wir einen Punkt der elastischen Linie finden werden, in welchem eine der beiden Bedingungen, z. B. die Bedingung $\Sigma \mathfrak{M} = 0$, erfüllt ist. Brechen wir in diesem Punkte die Konstruktion ab, so erhalten wir eine mögliche Schwingungslinie des prismatischen Stabes, an dessen Ende noch eine Kraft von bestimmter Grösse wirksam ist.

Variiren wir nun eine der beiden Unbekannten, so werden wir für jeden angenommenen Werth derselben eine neue Schwingungskurve mit einer zugehörigen Endkraft und der Bedingung $\Sigma \mathfrak{M} = 0$ ermitteln können (Fig. 12 und 13).

In Fig. 12 (Kurven 24—30) sind die Schwingungslinien des prismatischen Stabes für am Ende wirkende Kräfte in der durch die beschriebene Konstruktion gefundenen Gestalt niedergelegt. Fig. 13 giebt die zugehörigen Momentenlinien (vergl. Tabelle I u. II im Anhang).

Suchen wir die Schwingungslinien eines Stabes, in dessen Mitte die Kraft angreift, so erhalten wir als Kriterium des Angriffspunktes der Kraft: die elastische Linie muss im Angriffspunkte der Kraft eine Horizontaltangente besitzen.

Wir führen sonach sämmtliche Konstruktionen so weit, bis die Tangente der elastischen Linie horizontal; in diesem Punkte brechen wir die Konstruktion ab und ermitteln die zur Erzielung der Gleichgewichtsbedingung noch zuzufügende Einzelkraft.

In Fig. 14 sind die halben Schwingungslinien, also bis zum Angriffspunkte der Kraft, in der durch die Konstruktion gegebenen Gestalt wiedergegeben. (Kurven 1—23.) Fig. 15 giebt die zugehörigen Momentenlinien (vergl. Tabelle I u. II).

Schwingungslinien des prismatischen Stabes. Einzelkraft am Ende.

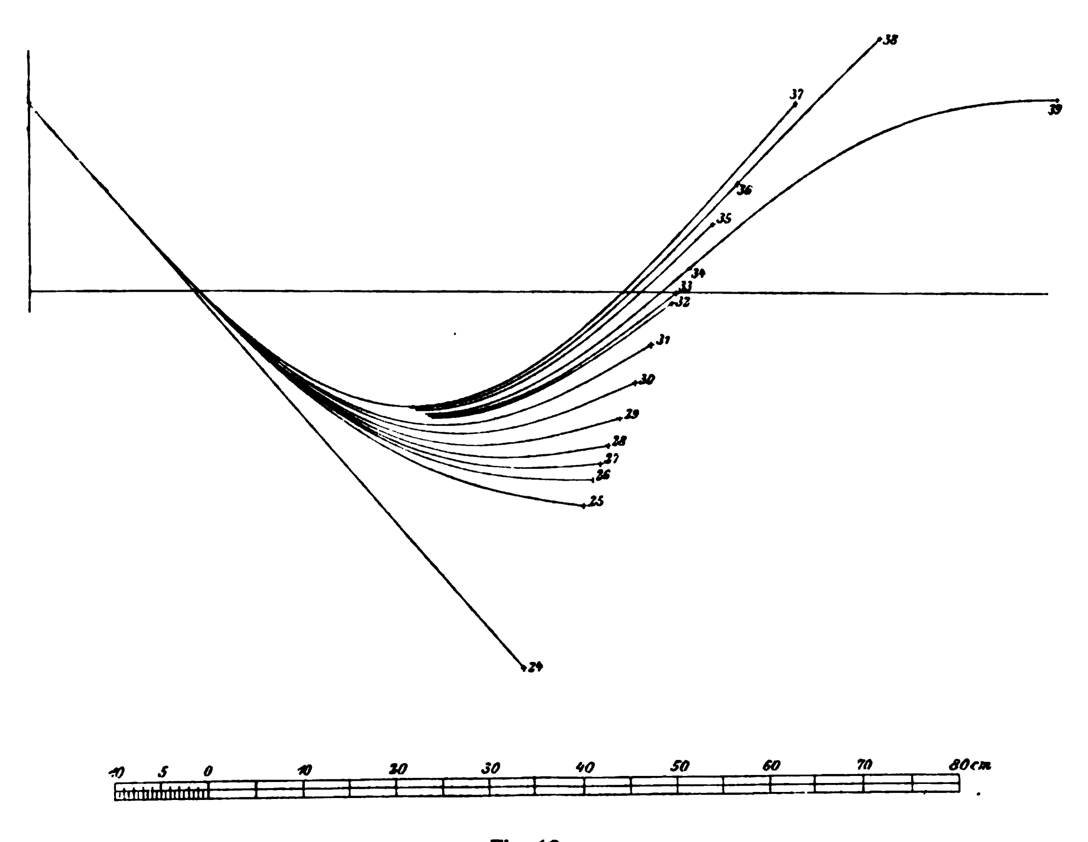


Fig. 12.

Momentenfläche für Schwingungslinien des prismatischen Stabes. Einzelkraft am Stabende.

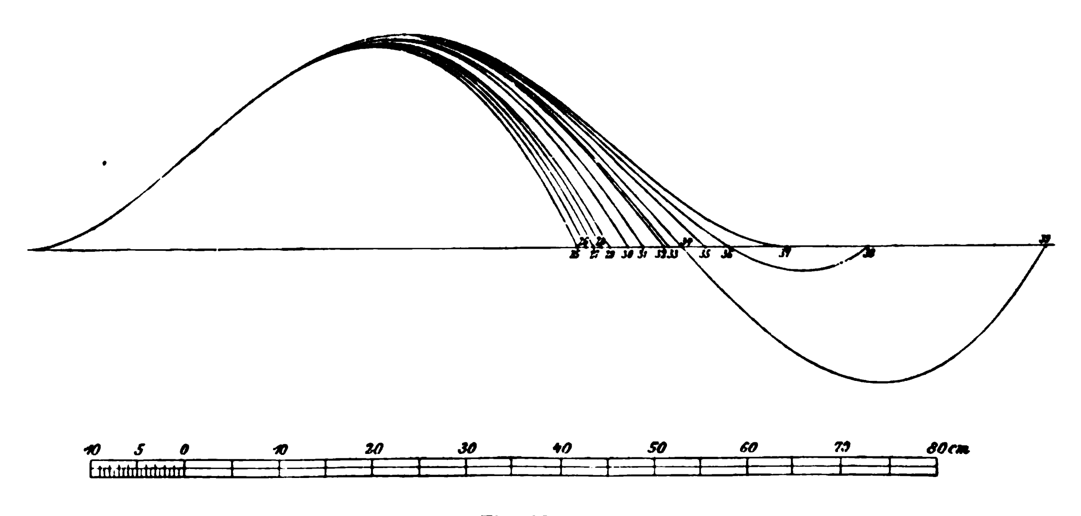


Fig. 13.

Schwingungslinien des prismatischen Stabes. Einzelkraft in der Mitte.

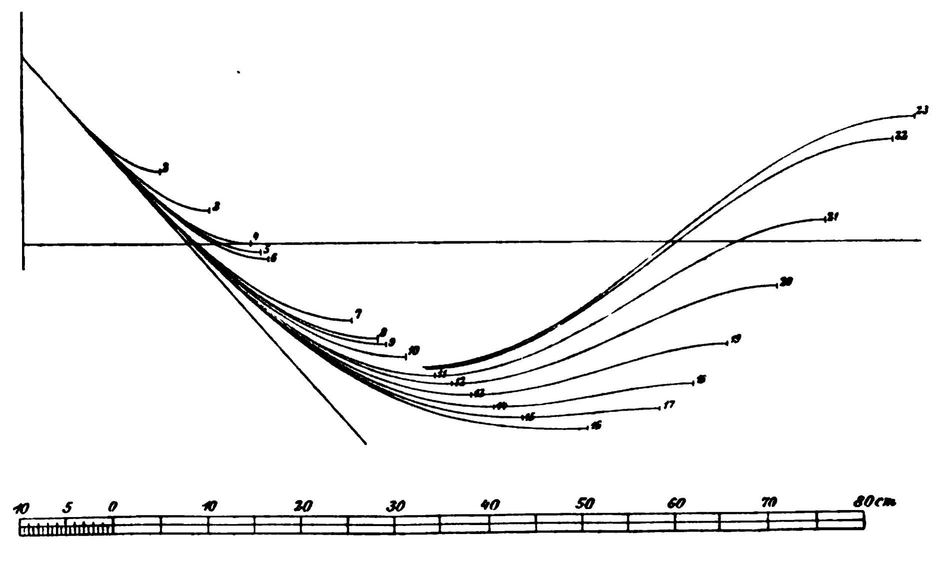


Fig. 14.

Momentenflächen für Schwingungslinien des prismatischen Stabes. Einzelkraft in Stabmitte.

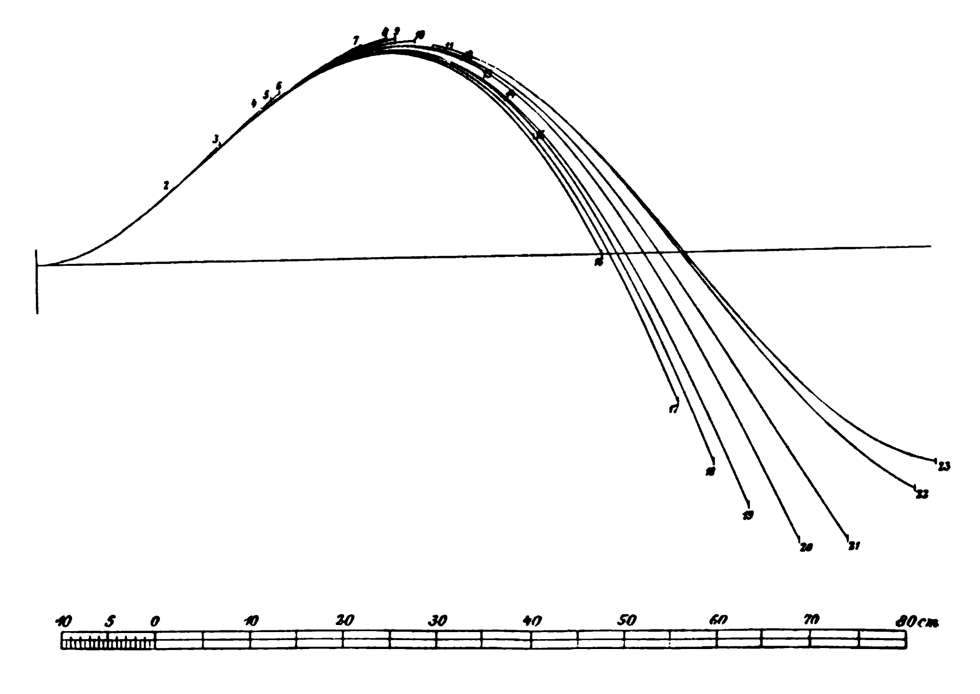


Fig. 15.

Freischwingender Stab mit 2 Knotenpunkten

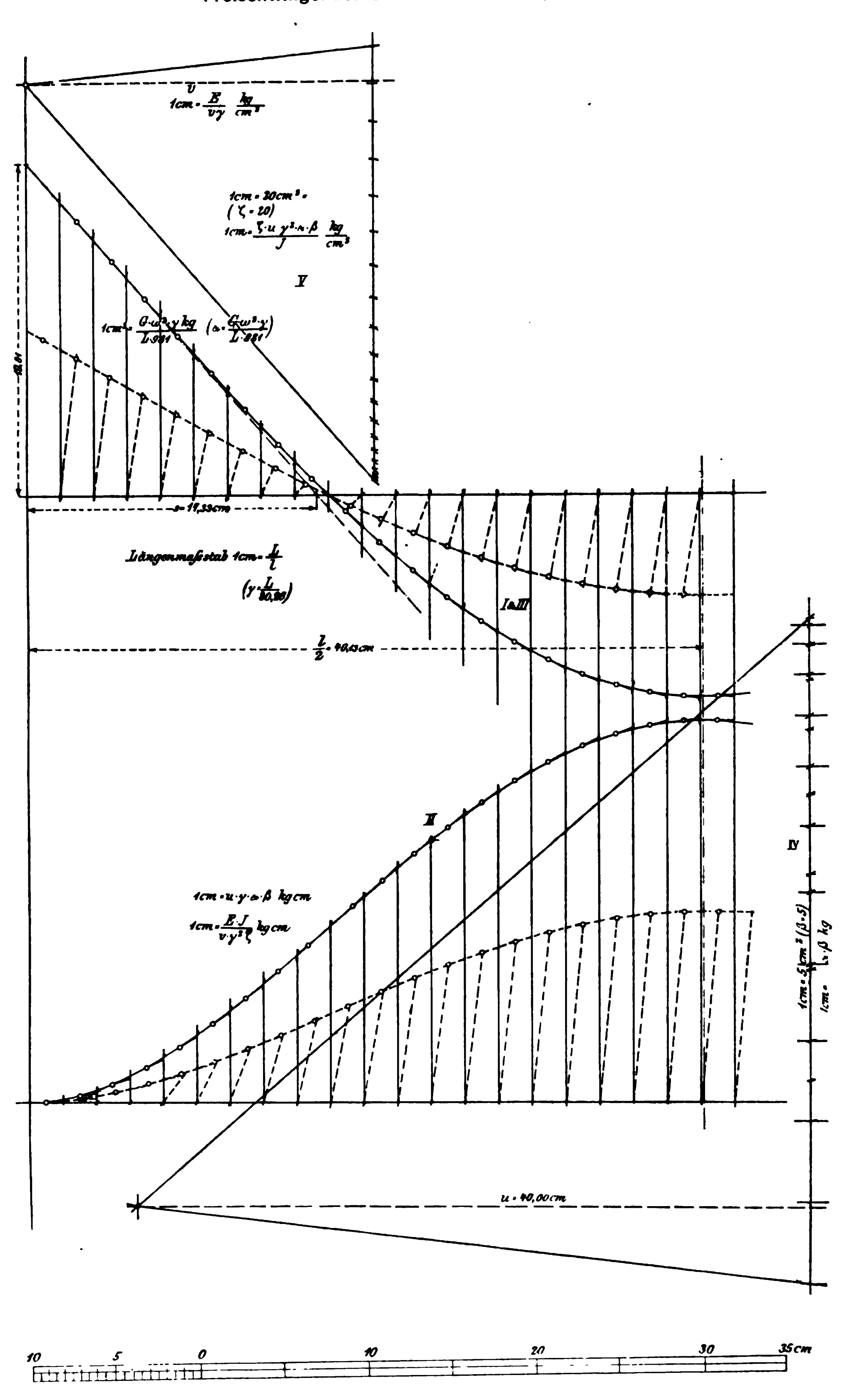


Fig. 16.

Wie man erkennt, sind einzelne Schwingungslinien Theile von andern; so sind 15 und 27, Theile von 17, 14 und 28, Theile von 18 etc.

In Fig. 16 ist der Rechnungsgang zur Ermittelung der Schwingungslinie des freischwingenden Stabes völlig wiedergegeben. Die Rechnung unterscheidet sich nur insofern von der in Kap. I beschriebenen, als statt in u (Polabstand von Diagr. IV) die Variation in v (Polabstand von Diagr. V) gelegt und die Lamellen zur Erzielung grösstmöglicher Genauigkeit in ihren Schwerpunkten — nicht wie oben in den Lamellenmitten — vereinigt wurden.

Alle in Fig. 12—15 niedergelegten Schwingungs- und Momentenlinien entstanden allein durch Variation des Werthes v.

B. Bestimmung der Schwingungsperioden des prismatischen Stabes.

Die Bestimmung der Maassstäbe sowie der Schwingungsperioden erfolgt genau in der in Kapitel I beschriebenen Weise. Die Maassstäbe sind der Fig. 16 beigeschrieben.

Ist der Maassstab der Schwingungsausschläge die natürliche Grösse, der Längenmaassstab 1 cm $= \gamma$ cm, L die Länge des Stabes, l die Stablänge des Diagrammes, so folgt als Maassstab der Belastungsfläche 1 cm² $= \frac{G \cdot \omega^2 \cdot \gamma}{L \cdot g} = \alpha$ kg. Ist der Maassstab, mit welchem die Belastungsfläche in cm² in den Kräfteplan IV übertragen wurde, 1 cm $= \beta$ cm², und ist der Polabstand des Kräfteplanes u cm, so folgt der Maassstab der Momente 1 cm $= u \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \gamma$ kgcm. Ist der Maassstab, nach welchem die Momentenfläche II in den Kräfteplan V eingetragen wurde, 1 cm $= \zeta$ cm², der Polabstand des Kräfteplanes $=$ v cm, so folgt:

$$\frac{E}{v \cdot \gamma} = \frac{\zeta \cdot u \cdot \gamma^2 \cdot \alpha \cdot \beta}{J} = \frac{\zeta \cdot u \cdot \gamma^3 \cdot G \cdot \omega^2 \cdot \beta}{L \cdot g \cdot J},$$

woraus mit $L = \gamma \cdot l$:

$$\omega^2 = \frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G} \left(\frac{l^4}{u \cdot v \cdot \zeta \cdot \beta} \right)$$

$$n = \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G}} \cdot \frac{30}{\pi} \frac{l^2}{\sqrt{u \cdot v \cdot \zeta \cdot \beta}}$$

In der für den prismatischen Stab durchgeführten Rechnung (Fig. 12—15) betrug $y_0 = 19{,}81$ cm, $s = 17{,}33$ cm, $\beta = 5$, $\zeta = 20$, $u = 40$ cm.

Für das berechnete Beispiel des freischwingenden Stabes ist:

$$n = \sqrt{\frac{E \,.\, J \,.\, g}{L^3 \,.\, G}} \,.\, \frac{30 \,.\, 80{,}26^2}{\pi \sqrt{40 \,.\, 20{,}736 \,.\, 5 \,.\, 20}} = 213{,}52 \sqrt{\frac{E \,.\, J \,.\, g}{L^3 \,.\, g}} \,.$$

Für jede einzelne Schwingungskurve 1—39 wurde die minutliche Schwingungszahl nach dieser Formel berechnet (vergl. Anhang.) Die zwischen den berechneten Schwingungsformen der Fig. 12 bis 15 liegenden Schwingungen lassen sich durch Interpolation bestimmen.

Zu dem Zwecke wurde jede der Schwingungslinien in 40 gleiche Theile getheilt und die einzelnen Ordinaten derart in Fig. 17—20 übertragen, dass jede Schwingungslinie und deren Momentenlinie der zugehörigen Schwingungszahl zugetheilt wurde. Durch Verbindung der gleichen Theilpunkte 1—1—1 u. s. w. sind die gegebenen Diagramme entstanden, welche wir als Spektrum der Stabschwingungen bezeichnen dürfen, indem sie zu jeder Schwingungszahl die eindeutig mögliche Schwingungs- bezw. Momentenlinie ergeben.

Die an dem Ende, bezw. in der Mitte wirksame freie Kraft beträgt $M\omega^2 \,.\, a_0$, wo a_0 den berechneten Schwerpunktsabstand der Schwingungslinie von der Nulllinie bedeutet. Auch dieser Werth ist in die Fig. 17 und 19 mit eingetragen.

In Fig. 17 sind die Schwingungsformen des prismatischen Stabes mit in der Mitte wirkender harmonischer Kraft (Stabform symmetrisch) von der Ruhe anfangend ($n = 0$) bis zu der Schwingungsform der freien Schwingung mit vier Knotenpunkten, in Fig. 18 die zugehörigen Momentenlinien gezeichnet. Von bisher schon bekannten Schwingungsformen finden wir darunter den an einem Ende eingespannten Stab, den freischwingenden Stab mit zwei Knotenpunkten, den am Ende eingespannten Stab mit einem Knotenpunkt, den am Ende drehbar gelagerten Stab mit einem Knotenpunkt und den freischwingenden Stab mit vier Knotenpunkten.

In Fig. 19 sind die Schwingungslinien des am Ende durch eine, schwingende Kraft beanspruchten Stabes von der Ruhe anfangend ($n = 0$) in Fig. 20 die dazu gehörigen Momentenlinien gezeichnet.

Von bisher schon bekannten Schwingungsformen finden wir, die Stabbewegung für eine unendlich lange Periode oder für den starr gedachten Stab, den Stab mit drehbar gelagertem Ende und einem Knotenpunkt, und wieder den freischwingenden Stab mit zwei Knotenpunkten.

Die bei der analytischen Behandlung zwischen den Schwingungen der Eigenschwingung vorhandenen Lücken finden wir nunmehr durch gesetz-

Schwingungslinien des prismatischen Stabes als f (n). Kraft in Stabmitte. Stab in 40 gleiche Theile getheilt.

Längenmaßstab $1cm = 13{,}333\sqrt{\frac{EJ_y}{GL^3}}$ (Anzahl der Schwingungen pro Minute)

Fig 18.

Gümbel 248 a.



mässig sich weiter entwickelnde erzwungene Schwingungen ausgefüllt.

Zum Vergleiche der mit Hilfe der graphischen Methode gefundenen Schwingungszahlen mit den analytisch ermittelten Werthen mögen zwei Angaben genügen:

Es findet sich nach Ritter für den Stab mit zwei Knotenpunkten analytisch:

$$n = 213{,}64 \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G}},$$

graphisch:

$$n = 213{,}52 \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G}};$$

mit vier Knotenpunkten analytisch angenähert:

$$n = 1154{,}6 \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G}},$$

graphisch:

$$n = 1145{,}9 \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G}}.$$

In Fig. 21 und 23 sind die bislang in der Rechnung gefundenen bezw. benutzten Werthe der a_0, h_0, l und v zusammengestellt. (vergl. Anhang.)

C. Bestimmung des Schwingungsausschlages bei gegebener äusserer Kraft.

Es bezeichne in allem Folgenden:

a_0 den berechneten Schwerpunktsabstand der Schwingungslinie: eine absolute Grösse (vergl. Fig. 21 und 23),

h_0 den berechneten Schwingungsausschlag der Schwingungslinie im Angriffspunkt der Kraft: eine absolute Grösse (vergl. Fig. 21 und 23).

a und h den Schwerpunktsabstand bezw. den Schwingungsausschlag allgemein.

Wirkt am dämpfungsfreien Stabe eine harmonische Kraft von der Amplitude $m\omega^2 r$, so wird der Stab selbst in schwingende Bewegung gerathen derart, dass der Schwerpunkt des ganzen Systemes von den Schwingungen unberührt bleibt. Die Kraft $m\omega^2 r$ theilt ihre eigene Schwingungsperiode dem Stabe mit: beide schwingen in gleicher oder entgegengesetzter Phase, wie wir oben für den einzelnen Massenpunkt nachgewiesen haben.

Nehmen wir an, der wirkliche Schwingungsausschlag entsprechend der Kraft $m\omega^2 r$ sei gefunden: derselbe sei gleich $\lambda \cdot h_0$, wo h_0 der zu ω gehörige Absolutwerth unserer Rechnung. Dann gilt die Gleichgewichtsbedingung:

$$M \cdot a_0 \cdot \lambda = m\,(h_0 \cdot \lambda + r),$$

woraus:

$$\lambda = \frac{+\,mr}{M \cdot a_0 - m \cdot h_0},$$

sonach:

$$h = \frac{\pm\,h_0 \cdot mr}{M \cdot a_0 - m \cdot h_0}.$$

Wird $M \cdot a_0 = m \cdot h_0$, so wird der Scheitelausschlag der Schwingung $= \infty$: die entsprechende Schwingung ist die Eigenschwingung des mit der ruhenden Masse m belasteten Stabes.

Bilden wir den Werth:

$$\frac{a_0}{h_0} = \frac{m}{M}$$

für die verschiedenen Werthe n und tragen diesen als Ordinate zu der zugehörigen Schwingungszahl n in Fig. 21 und 23 ein, so erhalten wir eine Kurve, welche uns für jede beliebige in der Mitte oder am Ende des Stabes zugefügte oder weggenommene Masse m die Schwingungszahl der Eigenschwingung angiebt; damit ist uns aus Fig. 17 und 19 unmittelbar die entsprechende Schwingungsform gegeben.

Jede Vergrösserung der Stabmasse hat eine Verlängerung, jede Verringerung eine Verkürzung der Periode zur Folge.

Für alle Werthe von ω, welche von der Schwingungszahl der Eigenschwingung des Stabes abweichen, wird h ein endlicher Werth. In Fig. 22 und 24 sind die Werthe von h für verschiedene Verhältnisse $\frac{m}{M} = 0{,}2 = 0{,}5 = 1{,}0$ aufgetragen, der Schwingungsradius der Masse m beträgt dabei $r = 10$ cm. $h = 0$ für alle Werthe $a_0 = 0$, $h = \infty$ für die Schwingungszahl der Eigenschwingung eines Stabes von der Masse $(M + m)$, $h = r = 10$ cm für die Schwingungszahl der Eigenschwingung des unbelasteten homogenen Stabes von der Masse M.

Kapitel IV.

Gedämpfte Schwingung unter Einwirkung äusserer und elastischer Kräfte.

1. Schwingung eines Massenpunktes.

Ein elastisch mit O verbundener Massenpunkt sei durch irgend einen äusseren Anstoss aus der Gleichgewichtslage gebracht. Wird derselbe nunmehr sich selbst überlassen, so wird er, wie wir in Kap. II gesehen, um diese Gleichgewichtslage mit abnehmender Amplitude schwingen: soll die Schwin-

Kraft in Mitte.

Fig. 22.

Gümbel 250a.

gung des Punktes dauernd auf gleicher Amplitude erhalten werden, so ist eine ständige Zufuhr neuer Energie nothwendig, welche nur durch eine am Massenpunkte angreifende Kraft geleistet werden kann.

Betrachten wir von diesem Gesichtspunkte die im vorigen Kapitel gefundene Schwingungsart, für welche m und M in gleicher oder entgegengesetzter Phase sich befanden.

Die alsdann von $m.\omega^2.r$ geleistete Arbeit während einer $\frac{1}{2}$ Periode beträgt:

$$\mathfrak{A}_0^\pi = m.\omega^2.r.\cos\varphi.d\,(h.\cos\varphi)$$
$$= m.\omega^2.r.h.\frac{\cos^2\varphi}{2}\Big/_0^\pi$$
$$= \frac{m.\omega^2.r.h}{2} - \frac{m.\omega^2.r.h}{2}.$$

Die während der ersten $\frac{1}{4}$ Periode durch $m.\omega^2.r$ geleistete Arbeit wird in

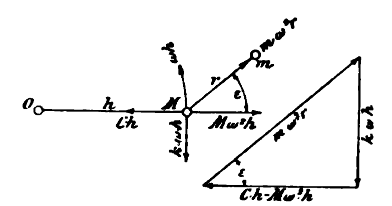


Fig. 25.

der zweiten $\frac{1}{4}$ Periode wieder durch die Kraft selbst verbraucht; eine Arbeitszufuhr findet bei dieser Schwingung sonach nicht statt: die Schwingung kann bei eintretender Dämpfung nicht bestehen.

Soll eine Arbeit gewonnen werden, so muss — ein allgemein giltiges Naturgesetz, welches uns z. B. in der Phasenverschiebung der Dampfspannung gegenüber dem Cylindervolumen bei der Dampfmaschine, in der Phasenverschiebung der elektromotorischen Kraft gegenüber der Stromstärke beim Elektromotor entgegentritt —, die Kraft in ihrer Phase gegenüber der Verrückung, also hier gegenüber der Phase ihres Angriffspunktes versetzt sein.

Es sei diese Phasenkonstante $= \varepsilon$, dann gilt (Fig. 25):

$$\mathfrak{A}_0^\pi = m.\omega^2.r\,\cos(\varepsilon+\varphi)\,d\,(h\cos\varphi)$$
$$= m.\omega^2.r.h\left[\frac{\cos\varepsilon.\cos^2\varphi}{2} + \sin\varepsilon\left(\frac{\varphi}{2} - \frac{1}{2}\sin\varphi.\cos\varphi\right)\right]\Big/_0^\pi.$$

$$\mathfrak{A}_0^\pi = m \,.\, \omega^2 \,.\, r \,.\, h \,.\, \sin \varepsilon \cdot \frac{\pi}{2}.$$

Die von der äusseren Kraft während einer $^1/_2$ Periode geleistete Arbeit wird um so grösser, je grösser ε. Für $\varepsilon = \frac{\pi}{2}$ folgt:

$$\mathfrak{A} = m \,.\, \omega^2 \,.\, r \,.\, h \,.\, \frac{\pi}{2}.$$

Eine positive Arbeit wird auch dann noch geleistet, wenn $\varepsilon > \frac{\pi}{2}$, d. h. die Phase der Kraft um mehr wie 90° ihrem Angriffspunkte vorauseilt.

Die Wirkung der Kraft lässt sich sehr einfach erkennen, wenn wir wieder die geradlinig schwingende Bewegung als Projektion einer rotirenden Bewegung auffassen.

Ein Massenpunkt M sei elastisch mit 0 verbunden und rotire unter Einwirkung der im Kreise schwingenden Kraft $m \,.\, \omega^2 \,.\, r$ und des proportional der Bahngeschwindigkeit angenommenen Bahnwiderstandes. Ist Gleichgewicht im System eingetreten, so wirken auf M die folgenden vier Kräfte (Figur 25):

1. die Centrifugalkraft $M \,.\, \omega^2 \,.\, h$,
2. dieser entgegen die elastische Kraft $C \,.\, h$,
3. senkrecht zu beiden die Dämpfungskraft $k \,.\, \omega \,.\, h$,
4. $m \,.\, \omega^2 \,.\, r$.

Soll Gleichgewicht bestehen, so muss $m \,.\, \omega^2 \,.\, r$ den drei ersten Kräften Gleichgewicht halten, sonach entgegengesetzt gleich der Resultante derselben sein.

Sonach:

$$m \,.\, \omega^2 \,.\, r \,.\, \sin \varepsilon = k \,.\, \omega \,.\, h,$$

$$m \,.\, \omega^2 \,.\, r \,.\, \cos \varepsilon = C \,.\, h - M \,.\, \omega^2 \,.\, h,$$

woraus:

$$m \,.\, \omega^2 \,.\, r = \sqrt{(C \,.\, h - M \,.\, \omega^2 \,.\, h)^2 + (k \,.\, \omega \,.\, h)^2}$$

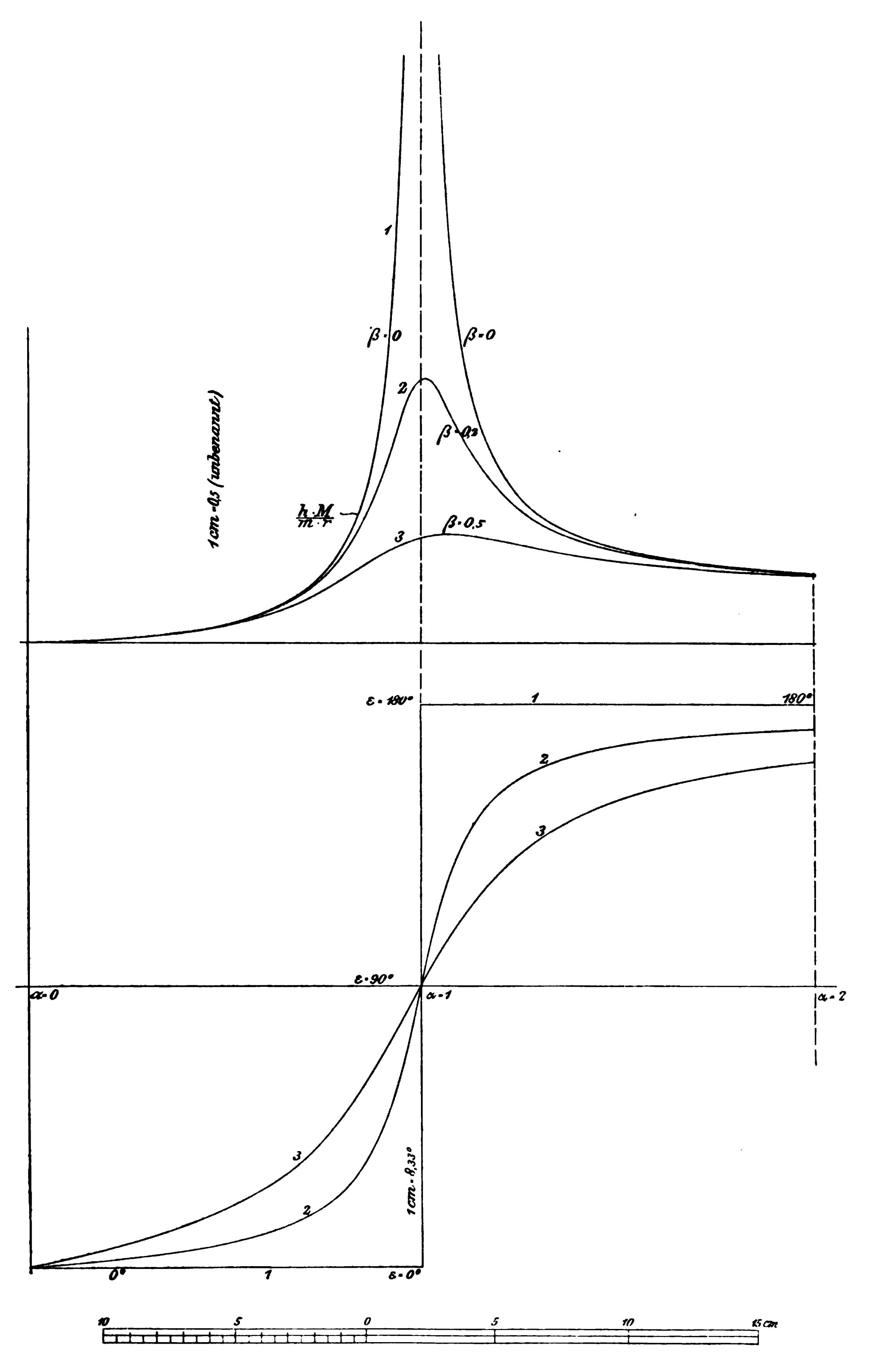
und mit $\frac{C}{M} = \omega_0^2$,

$$m \,.\, \omega^2 \,.\, r = h \,.\, M \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2) + \left(\frac{k \,.\, \omega}{M}\right)^2}.$$

Die Kraft $m \,.\, \omega^2 \,.\, r$ eilt um:

$$\varepsilon = \text{arc tg} \frac{k \,.\, \omega}{M\,(\omega_0^2 - \omega^2)}$$

ihrem Angriffspunkte voraus.



1
β=0
β=0
2
β=0,2
1cm =0,5 (unbenannt)
$\frac{h \cdot M}{m \cdot r}$
3
β=0,5
ε=180°
1
180°
2
3
ε=90°
α=0
α=1
α=2
3
2
1cm=8,33°
0°
1
ε=0°
10
5
0
5
10
15 cm

Fig. 26.

Für eine gegebene Kraft $m \cdot \omega^2 \cdot r$ findet sich

$$h = \frac{m \cdot \omega^2 \cdot r}{M \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + \frac{\omega^2 \cdot k^2}{M^2}}},$$

oder bei bekanntem ε zu

$$h = \frac{m \cdot \omega \cdot r \sin \varepsilon}{k}.$$

Je weiter sich ω von ω_0, d. h. die Periode der Kraft von der Periode der Eigenschwingung der Masse M entfernt, desto mehr nähert sich ε den Werthen o bezw. 180°. Für $\omega = \omega_0$ wird $\operatorname{tg} \varepsilon = \infty$, ε sonach $= 90°$.

Der Uebergang der Kraft von der gleichen zur entgegengesetzten Phase findet allmählich statt.

Je weiter sich ω von ω_0 entfernt, desto geringer ist der Schwingungsausschlag h; wird $\omega = \omega_0$, so wird

$$h = \frac{m \cdot \omega_0 \cdot r}{k},$$

der Werth wird um so grösser, je grösser das schwingende Massenmoment $m \cdot r$, je kleiner k.

Während für jede von der Eigenschwingung abweichende Schwingungszahl ein Theil der Kraft zur Beschleunigung des Massenpunktes zu verwenden ist, steht bei der Schwingungszahl der Eigenschwingung die ganze Kraft ungetheilt zur Ueberwindung des Bahnwiderstandes, d. h. zur Ueberwindung der Dämpfung zur Verfügung.

Bezeichnen wir, wie in Kapitel III:

$$\omega = \alpha \cdot \omega_0,$$

ferner:

$$\frac{k}{M} = \beta \cdot \omega_0,$$

so finden wir:

$$h = \frac{m \cdot r}{M} \frac{\alpha^2}{\sqrt{(1 - \alpha^2)^2 + \alpha^2 \cdot \beta^2}},$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\alpha \cdot \beta}{1 - \alpha^2}.$$

Hiernach sind die Kurven 2—3 in Fig. 26 für $\frac{h \cdot M}{m \cdot r}$ und ε berechnet und zwar für $\beta = 0{,}2$ und $\beta = 0{,}5$ in den Grenzen $\alpha = 0$ bis $\alpha = 2{,}0$. Für $\beta = 0$ geht die Schwingung in die des dämpfungsfreien Massenpunktes über.

Je kleiner k, desto plötzlicher und zu desto grösserem Ausschlage schwingt der Stab aus, wenn Kräfte an ihm angreifen, welche mit seiner eigenen Schwingungsperiode synchron sind.

Auf den Gesetzen des Mitschwingens beruht allein unser Seh- und Hörvermögen. Kann es einen schlagenderen und tieferen Beweis für die überwältigende Macht des Synchronismus geben, als der, welcher in der Schärfe und Unveränderlichkeit des Bildes, als der, welcher in der Schärfe und Unveränderlichkeit der Tonempfindung liegt?

Der maximale Schwingungsausschlag fällt nicht genau mit der Periode der Eigenschwingung zusammen (vergl. Fig. 26): je grösser k, desto mehr verschiebt sich der Maximalwerth nach der kürzeren Periode; doch darf für alle praktischen Fälle an dem Zusammenfallen der Periode der Eigenschwingung mit dem maximalen Ausschlage festgehalten werden.

2. Schwingung des Stabes.

A. Schwingungsform und Periode.

Wie immer die Schwingung des Stabes beschaffen sein möge, am Angriffspunkte der Kraft $m . \omega^2 . r$ müssen sich die folgenden Kräfte Gleichgewicht halten:

1. die Kraft $m \omega^2 . r$,
2. die Summe der Trägheitskräfte des schwingenden Stabes,
3. die Reaktion der Dämpfung.

Da die Dämpfung gegen die Schwingung um 90° versetzt ist, erhalten wir als Kräfteplan des Angriffspunktes der Kraft ein rechtwinkliges Dreieck ähnlich dem in 1. für die am einzelnen Massenpunkt wirkende Kraft gefundenen (vergl. Fig. 25).

Die Hypotenuse dieses Dreiecks entspricht einer mit der Kraft in jedem Augenblicke im Gleichgewicht, sonach mit derselben in gleicher Periode in gleicher oder entgegengesetzter Phase befindlichen Schwingung: der Schwingung des dämpfungsfreien Stabes unter dem Einfluss der Kraft $m \omega^2 . r$.

Die eine Kathete entspricht der Reaktion der Dämpfungsschwingung und ist in jedem Augenblick mit $m . \omega^2 . r \sin \varepsilon$ im Gleichgewicht: die zweite Kathete entspricht der Reaktion der Resultirenden der Schwingung des dämpfungsfreien Stabes und der Dämpfungsschwingung und ist in jedem Augenblick gleich $m . \omega^2 . r . \cos. \varepsilon$.

Da die Dämpfungsschwingung ihrer Form nach geometrisch ähnlich der Schwingungsform der Hypotenuse, jedoch — da Dämpfungskräfte innere Kräfte sind — mit auf der Schwingungsnulllinie unverändert festliegendem Schwerpunkte, so folgt, dass die der ersten Kathete entsprechende Schwingung sich zusammensetzen muss aus der Dämpfungsschwingung selbst und einer der Kraft $m \cdot \varpi^2 \cdot r \cdot \sin \varepsilon$ entsprechenden Translation und Drehung des Systems. Letztere Bewegung liefert die Reaktion der Dämpfungsschwingung: sie erfordert einen Arbeitsaufwand nicht.

Fällt die Periode der Kraft mit der Periode der Eigenschwingung zusammen, so wird $\varepsilon = 90°$, sowohl der Ausschlag der dämpfungsfreien, wie der Ausschlag der Dämpfungsschwingung wird unendlich; beide Schwingungen befinden sich in entgegengesetzter Phase und addiren sich zu einer endlichen Schwingung, deren Reibungsarbeit von der Kraft $m \cdot \varpi^2 \cdot r$ zu leisten ist, und zu einer schwingenden Verrückung bezw. Drehung des Systems um den Gesammtschwerpunkt entsprechend der Kraft $m \cdot \varpi^2 \cdot r$. Die Schwingung eilt um 90° der Verrückung bezw. Drehung voraus.

Nehmen wir für letztere den Stab als starr an, so entspricht der im Stabschwerpunkt wirkenden Kraft eine Transversalverschiebung:

$$= \frac{m \cdot r}{M},$$

jeder um a ausserhalb desselben angreifenden Kraft die gleiche transversale und eine um den Schwerpunkt drehende Bewegung um $\alpha = \frac{m \cdot r \cdot a}{T}$, wo T das Trägheitsmoment des Stabes bezogen auf den Systemschwerpunkt.

Die resultirende „kritische“ Schwingung eines Stabes unter Einwirkung einer harmonischen Kraft setzt sich sonach zusammen aus zwei harmonischen Schwingungen:

1. einer harmonischen Schwingung geometrisch ähnlich der Schwingungsform des dämpfungsfreien Stabes von der Periode der Kraft gleich der Periode der Eigenschwingung: die resultirende Schwingung der dämpfungsfreien und der Dämpfungsschwingung; zu ihrer Unterhaltung ist eine ständige Arbeitszufuhr erforderlich.

2. einer schwingenden, harmonischen Bewegung des Stabes in gleicher Weise, als ob das System ein starres wäre, um 90° der Schwingung, um 180° der Kraft nacheilend: zu ihrer Unterhaltung ist ein Arbeitsaufwand nicht erforderlich.

Die letztere Bewegung ist eine nur angenähert richtige; thatsächlich wird der Stab sich bei derselben deformiren. Die Bewegung an sich, sonach in noch höherem Grade die Deformation, ist zwar in allen praktischen Fällen verschwindend gering dem Ausschlag der kritischen Tourenzahl gegenüber: — für ein hölzernes beschwertes Brett von G = 11,420 kg und einem Maschinenmoment g . r = 1,845 cmkg im Brettschwerpunkt beträgt die Transversalbewegung $\frac{1,845}{11,420}$ cm = 0,16 cm gegenüber 11,96 cm gemessenen Schwingungsausschlag, doch ist dieselbe insofern von Interesse, als sie als die Bewegung bezw. Deformation angesehen werden muss, welche die Schwingungen zuerst einleitet und deren Erhaltung vermittelt.

Jeder Punkt der elastischen Linie schwingt mit einer Amplitude und in einer Phase, welche der Resultirenden der beiden Einzelschwingungen entspricht.

Sehen wir von der Bewegung 2 ab, so ist die Phase für sämmtliche Stabpunkte konstant, die Schwingungsform ähnlich der des dämpfungsfreien Stabes. Die Bewegung 2 ändert Amplitude und Phase jedes Stabpunktes und zwar umsomehr, je geringer der Schwingungsausschlag des Punktes d. h. je grösser die Dämpfung oder je näher der Punkt dem Knotenpunkte der Schwingung liegt. Der Knotenpunkt selbst schwingt mit einer Amplitude $\frac{m.r.}{M} + \frac{m.r.a\,b}{T}$ um 90° der Schwingung nacheilend, wenn b der Abstand des Knotenpunktes vom Systemschwerpunkt. Ein unter dem Einfluss einer äusseren Kraft schwingender Stab besitzt sonach ruhende Punkte überhaupt nicht. Der Umstand, dass im allgemeinen die Knotenpunkte der Schiffe als ruhende Punkte empfunden werden, ist ein Beweis für die geringe Bedeutung der zweiten Bewegung und rechtfertigt deren Vernachlässigung. Wählt man an einem Modell (vergl. Kap. VII) das schwingende Massenmoment m . r genügend gross gegenüber der Stabmasse M, oder bringt man die schwingende Masse im Knotenpunkte an, so kann die besprochene Transversalbewegung deutlich sichtbar gemacht werden.

B. Bestimmung des Schwingungsausschlages und der Phase bei gegebener äusserer Kraft.

Wir beschränken, wie in Kap. III, so auch jetzt unsere Untersuchungen auf den prismatischen Stab von gegebener Masse M, in dessen Mitte bezw. an dessen Ende eine schwingende äussere Kraft $m . \omega^2 . r$ angreift.

In Kap. III 2 haben wir die Schwingungslinien des dämpfungsfreien Stabes ermittelt: sehen wir von der unter A. erörterten Transversalbewegung ab, so ist die Schwingungslinie der gedämpften Schwingung der dämpfungsfreien geometrisch ähnlich; der Ausschlag bestimmt sich aus der Arbeitsgleichung:

Arbeit der äusseren Kraft = K . Biegungsarbeit = Innere Dämpfungsarbeit,

wo K ein noch näher zu untersuchender Koëfficient ist, dessen numerische Grösse allein durch experimentelles Studium ermittelt werden kann.

In den folgenden Beispielen werde derselbe als konstant für alle Schwingungszahlen angenommen.

Wir haben sonach zunächst die Biegungsarbeiten der einzelnen Schwingungsformen zu ermitteln. Die zur Erzeugung einer gewissen Amplitude nothwendige Arbeit, d. h. die Arbeit von $^1/_4$ Periode berechnet sich allgemein aus

$$\mathfrak{A}_0^{\frac{\pi}{2}} = \int \frac{\mathfrak{M}^2 . dx}{2 . E J}$$

Die Werthe $\mathfrak{M}^2 . dx$ können aus den Tafeln berechnet werden. Der Maassstab findet sich, da der Maassstab der Momente einmal (siehe Fig. 16)

$$1 \text{ cm} = u . \gamma . \frac{G . \omega^2 . \gamma . \beta}{L . g} \text{ kgcm},$$

andererseits:

$$1 \text{ cm} = \frac{E . J}{v . \gamma^2 . \zeta} \text{ kg cm},$$

und der Längenmaassstab 1 cm = γ cm,

$$\text{zu } 1 \text{ cm}^3 = \frac{u . \gamma . G . \omega^2 . \gamma . \beta}{L . g} . \frac{E J}{v . \gamma^2 . \zeta} . \gamma$$

$$= \frac{G . \omega^2 . E J}{g} . \frac{u . \beta}{v . \zeta . l} \text{ kg}^2\text{cm}^3.$$

In Fig. 21 z. B. sind die Werthe $\mathfrak{M}^2 dx$ derart zusammengestellt, dass

$$1 \text{ cm} = 1000 \text{ cm}^3 = 1000 . \frac{G . \omega^2 . E J}{g} . \frac{u . \beta}{v . \zeta . 1} \text{ kg}^2\text{cm}^3.$$

Das gleiche Diagramm kann als Darstellung der Arbeiten dienen mit verändertem Maassstabe derart, dass

$$1 \text{ cm} = 1000 . \frac{G . \omega^2}{2 g} . \frac{u . \beta}{v . \zeta . 1} \text{ kgcm}.$$

Jede Ordinate giebt sonach die Arbeit an, welche zur Erzeugung der zugehörigen Schwingungsform von dem absoluten Ausschlage h_0 cm erforderlich ist. Wie wir sehen, ist diese Arbeit von der Länge des Stabes L völlig unabhängig.

Zur Erzeugung eines Ausschlages von 1 cm ist die Arbeit:

$$\mathfrak{A}_{1\,cm} = \frac{\mathfrak{A}_{h_0 cm}}{h_0^2}$$

erforderlich.

Die Arbeit des beliebigen Ausschlages h lässt sich sonach darstellen in der Form

$$\mathfrak{A}_h = C \, . \, \frac{G \, . \, \omega^2}{2\,g} \, . \, h^2,$$

wo C sich aus dem obigen Diagramme ergiebt, wenn wir dasselbe mit dem Massstabe:

$$1 \text{ cm} = \frac{1000 \, u \, . \, \beta}{v \, . \, \zeta \, . \, l \, . \, h_0^2}$$

messen.

Der Werth C ist ebenfalls in Fig. 21 und 23 zusammengestellt.

Nach Kenntniss der Biegungsarbeiten ist uns die Aufstellung der Gleichgewichtsbedingungen für den unter dem Einflusse einer bekannten harmonischen Kraft schwingenden Stab möglich.

Ist h der Schwingungsausschlag der dämpfungsfreien Schwingung, so ist der der gedämpften Schwingung $= h \, . \cos \varepsilon$; sonach für $^1/_2$ Periode:

$$m \, . \, \omega^2 \, . \, r \, . \, h \cos \varepsilon \, . \, \sin \varepsilon \, . \, \frac{\pi}{2} = K . \, \frac{C \, . \, G}{g} \, . \, \omega^2 \, . \, h^2 \, . \cos^2 \varepsilon,$$

woraus:

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2\,K \, . \, C \, . \, G \, . \, h}{g \, . \, m \, . \, r \, . \, \pi}.$$

Für die Schwingungszahl der Stabeigenschwingung wird $h = \infty$, sonach $\varepsilon = 90°$.

Die Gleichung geht hierfür über in:

$$m \, . \, \omega^2 \, . \, r \, . \, h \, . \, \frac{\pi}{2} = \frac{K \, . \, C \, . \, G}{g} \, . \, \omega^2 \, . \, h^2$$

$$h_{max} = \frac{m \, . \, r \, . \, \pi \, . \, g}{2\,K \, . \, C \, . \, G}.$$

Der Schwingungsausschlag wird um so grösser, je grösser das Massenmoment m.r der äusseren Kraft, je kleiner die Masse des schwingenden Stabes, die Arbeit der Biegung und die Dämpfung ist.

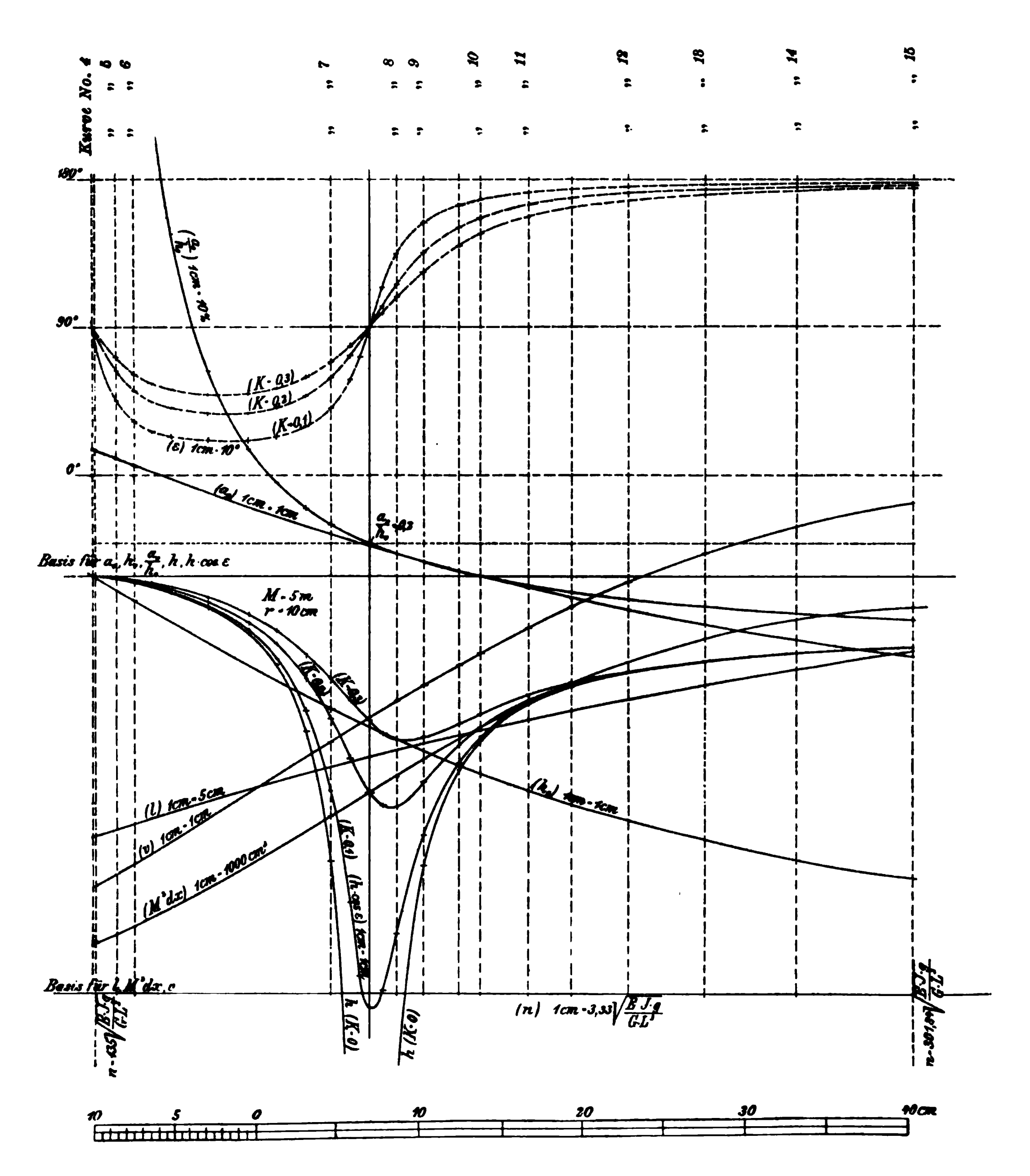


Fig. 27.

Während für jede von der Stabeigenschwingung abweichende Schwingungszahl ein Theil der Kraft auf Deformation des Stabes zu verwenden ist, steht bei der Schwingungszahl der Eigenschwingung die ganze Kraft ungetheilt zur Ueberwindung der Dämpfung zur Verfügung.

Für jede Schwingungszahl findet sich ein anderes ε; der dieser Schwingungszahl zugehörige Ausschlag ist gleich $h \cdot \cos\varepsilon$, wo h der Ausschlag für den dämpfungsfreien Stab bei der gleichen Schwingungszahl ist.

In Fig. 22 und 24 sind sowohl die Werthe ε, wie die Werthe h für $K = 0{,}1$ und $M = 0{,}2\,M$ der gedämpften Schwingung dargestellt. So lange ε in der Nähe von 180^0, bleibt der Schwingungsausschlag der dämpfungsfreien Schwingung in nahezu gleicher Grösse erhalten: einen merklichen Einfluss erlangt die Dämpfung erst, wenn ε nahe $= 90^0$ wird.

Die Dämpfung bewirkt in allen Fällen eine Verkleinerung der Amplitude. In Fig. 27 ist der Theil der Fig. 20 und 21 von Stab No. 4 bis Stab No. 15 wiederholt und sind die Amplituden unter Annahme der Dämpfungskonstanten $K = 0{,}1$, $K = 0{,}2$, $K = 0{,}3$ eingetragen. Der Verlauf der Kurven zeigt im Charakter völlige Uebereinstimmung mit dem für den einzelnen Massenpunkt gefundenen Amplitudenverlauf.

Auch für den prismatischen Stab erhöht sich bei zunehmender Dämpfungskonstanten die kritische Tourenzahl, d. h. die Tourenzahl, welche im Angriff der Kraft den maximalen Ausschlag bedingt.

In praxi werden wir die kritische Tourenzahl nicht als diejenige definiren, welche im Angriffspunkte der Kraft den grössten Ausschlag erzeugt, sondern als diejenige, welcher überhaupt der grösste Ausschlag des Stabes zukommt.

Nehmen wir diese Definition an, so lehrt uns ein Blick auf Fig. 17 und 22, dass es für den in der Mitte durch eine Einzelkraft beanspruchten Stab eine weitere zwischen der Schwingung mit zwei und vier Knotenpunkten liegende kritische Tourenzahl geben muss, welche allerdings nicht so scharf hervortritt, wie die mit der Stabeigenschwingung zusammenfallende Schwingung, indessen am Modell deutlich wahrgenommen und aufgemessen werden kann. (vergl. die zweite Kurve der Fig. 32.)

Der Werth K ist bei nicht zu grossen Werthen der Dämpfung gleich dem logarithmischen Dekrement. Besitzt ein Massenpunkt M für den Winkel φ die Amplitude h_φ, so wird dieselbe infolge der Dämpfung nach $^1/_2$ Periode auf

$$h_{(\varphi + \pi)} = h_\varphi \cdot e^{-\frac{k\pi}{2 \cdot M \omega}}$$

gesunken sein.

Die Differenz der Potentiale:

$$\frac{C.M\omega^2.h_\varphi^2}{2} - \frac{C.M\omega^2.h_\varphi^2.e^{-\frac{2k\pi}{2.M\omega}}}{2} = \text{der während } {}^1/_2 \text{ Periode geleisteten Arbeit}$$

um den Ausschlag konstant zu erhalten

$$= 2.\varkappa.\frac{C.M.\omega^2.h_\varphi^2}{2}.$$

Lösen wir $e - \frac{2k\pi}{2M.\omega}$ nach einer Reihe auf und vernachlässigen die quadratischen Glieder, so folgt:

$$\frac{M\omega^2.h_\varphi^2}{2}.\left(-\frac{2k.\pi}{2M\omega}\right) = 2\varkappa.\frac{M.\omega^2}{2}.h_\varphi^2,$$

woraus:

$$\varkappa = -\frac{k\pi}{2M.\omega} = \text{dem logarithmischen Dekrement.}$$

Diese Formel ist insofern von Interesse als sie zeigt, dass $\varkappa$ keineswegs konstant ist. Für einen gegebenen Stab ist $\varkappa$ umgekehrt proportional der Schwingungszahl: je grösser die letztere, desto grösser ist der Theil der Gesammtarbeit, welcher durch die Dämpfung verbraucht wird.

Aendern sich die Dimensionen und das Material des Stabes derart, dass M_1 in $\eta.M_1$, J_1 in $\vartheta.J_1$, L_1 in $\xi.L_1$, E_1 in $\mu.E_1$, $\varkappa_1$ in $\delta.\varkappa_1$ übergehen, und ändert sich das Massenmoment $m_1 r_1$ in $\varrho.m_1 r_1$, so wird, wie oben gefunden:

$$n_2 = \sqrt{\frac{\mu.\vartheta}{\eta.\xi^3}}.n_1,$$

und der maximale Schwingungsausschlag:

$$h_{max_2} = \frac{\gamma.h_{max_1}}{\delta.\eta},$$

d. h. die Maximalausschläge zweier ähnlicher Stäbe verhalten sich proportional den an ihnen angreifenden Massenmomenten, umgekehrt den Massen der Stäbe und den Dämpfungskoëfficienten: das zweite Aehnlichkeitsgesetz, welches uns gestattet, von den gemessenen Schwingungsausschlägen des Modelles auf die des Schiffes, oder von einem bekannten Fahrzeuge auf ein zweites vom gleichen Typ zu schliessen.

Von höchstem Interesse ist der Vergleich unserer Resultate mit den Versuchen, welche die Kaiserliche Marine mit S. 42 angestellt hat. In

Figur 28 sind die Resultate dieser Versuche, die gemessenen Schwingungsausschläge in gleicher Weise wie in Fig. 22, 26 und 27 als Funktion der minutlichen Schwingungen dargestellt. Wir erkennen den gleichen Verlauf dieser Kurve mit der aus unseren Betrachtungen gefundenen und erhalten so den schönsten experimentellen Beweis dieser letzteren; zugleich gewährt uns der Vergleich die Möglichkeit einer Schätzung der Koëfficienten K. Derselbe würde sich für das betrachtete Boot zu ungefähr $K = 0{,}12$ ergeben.

Bei 0,049 cm Schwingungsamplitude im Standort der Maschine und einem freien Massenmoment $\frac{200}{981} \cdot 23 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$ Sek², entspricht die bei der kritischen Tourenzahl $n = 235$ auf Erzeugung der Schwingungen verwendete Arbeit 0,221 E. P. S. bei einer Gesammtleistung der Maschine von 680 I. P. S.

Vertikal-Schwingungen von S. 42 mit Schlick'scher Maschinenanordnung bei variabler Tourenzahl der Maschine. Anschlag gemessen Spt. 2.

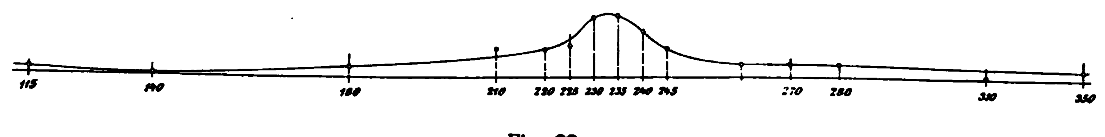


Fig. 28.

3. Die verschwindende Kraft.

Verschwindet an einem Stabe die bis dahin wirksame harmonische Kraft, so ändert sich Form und Periode der Schwingung: die die Einzelelemente beschleunigenden Kräfte sind nicht mehr proportional dem Abstande der Elemente von der Schwingungsnulllinie. Die erzwungene Schwingung löst sich in freie Eigenschwingungen auf, und zwar werden bei einer Entlastung oder plötzlichen Belastung im allgemeinen sämmtliche Typen der freien Eigenschwingung auftreten, jeder einzelne Typ mit verschiedener Phase und Amplitude, je nach der Gestalt der vorherigen Schwingungslinie, nach Art der Kraft etc.

Sämmtliche Eigenschwingungen nehmen nach dem Gesetze der logarithmischen Spirale ab und werden in praxi bei der für den Schiffskörper maassgebenden Konstanten bereits nach einigen Schwingungen unmessbar klein geworden sein.

Da die kritische Tourenzahl, d. i. die Schwingungszahl der dämpfungsfreien Schwingung sich nur um ein Geringes von der Schwingungszahl der gedämpften Schwingung unterscheidet, so wird während des gleichzeitigen

Bestehens der Eigenschwingung und der erzwungenen Schwingung die Erscheinung der Schwebung auftreten. Dieselbe verschwindet mit den Eigenschwingungen.

Kapitel V.

Gleichgewicht der Kräfte am schwingenden Stabe.

1. Werthigkeit der Kräfte.

Greifen gleiche Kräfte an verschiedenen Punkten des Stabes an, so entsteht eine Schwingung, welche wir als Superposition der Schwingungen, herrührend von den einzelnen Kräften, ansehen können. Jede der Einzelkräfte bewirkt für die Schwingungszahl der Stabeigenschwingung den Maximalausschlag der Schwingung: die dabei auftretende Schwingungsform ist für alle Kräfte die gleiche, die des freischwingenden Stabes.

Der Schwingungsausschlag, welchen jede einzelne Kraft erzeugt, ist dagegen verschieden und abhängig von dem Angriffspunkte der Kraft an der Schwingungslinie.

Wirkt in einem Punkte 1 des Stabes die Kraft $m . \omega^2 . r$, und erzeugt dieselbe in ihrem Angriffspunkte die Amplitude h_1, so beträgt nach dem im vorigen Kapitel Gesagten die von ihr geleistete Arbeit während $^1/_2$ Periode $=$ $m . \omega^2 . r . h_1 . \frac{\pi}{2}$. Eine in einem zweiten Punkte 2, dessen Amplitude bei der Schwingung der ersten Kraft gleich $\alpha . h_1$ gewesen, angreifende der ersten gleiche Kraft, vermag nur die Arbeit $m . \omega^2 . r . \alpha^2 . h_1 . \frac{\pi}{2}$ zu leisten, wobei der Ausschlag in 1 auf $\alpha . h_1$, der Ausschlag in 2 auf $\alpha^2 . h_1$ sinkt.

Jede in 1 angreifende Kraft erzeugt in 2 die gleiche Verrückung wie umgekehrt die gleiche in 2 angreifende Kraft dem Punkt 1 ertheilen würde: das sogenannte Reciprocitätsgesetz.

Soll die Kraft im Punkte 2 der im Punkte 1 gleichwerthig sein, d. h. den gleichen Ausschlag h_1 in 1 erzeugen, so muss dieselbe gleich $\frac{m . \omega^2 . r}{\alpha}$ sein. Jede an einem anderen Punkte des Stabes angreifende Kraft besitzt eine andere Werthigkeit, als deren Grösse wir das Produkt $m \omega^2 . r . h$, wo h die Schwingungsordinate des Angriffspunktes der Kraft, ansehen dürfen. Gewerthete Kräfte lassen sich, gleichgiltig wo dieselben am Stabe angreifen, geometrisch addiren: ist die Summe der gewertheten Kräfte gleich Null, so ist auch die Summe der entstehenden Schwingungen $= 0$: der Stab bleibt in Ruhe.

Das Princip der Werthigkeiten, welches wir hier eingeführt haben, lässt sich sogleich auf Kräftepaare, welche an irgend einem Punkte des elastischen Stabes wirken, anwenden.

Zerlegen wir das Kräftepaar in zwei in der Elementarentfernung a entgegengesetzt gerichtete Kräfte $m . \omega^2 . r$. Beträgt die Amplitude des einen Punktes h, die des zweiten Punktes $h + \Delta h$, so erhalten wir als Summe der gewertheten Kräfte:

$$\Sigma = m . \omega^2 . r (h + \Delta h) - m . \omega^2 . r . h$$

$$= m . \omega^2 . r . \Delta h = m . \omega^2 . r . a . tg\varphi,$$

wo φ der Tangentenwinkel der Schwingungslinie in dem Angriffspunkte des Kräftepaares: der Werth $m . \omega^2 r . tg\varphi$, das gewerthete Kräftepaar, lässt sich zu den Werthen $m \omega^2 . r . h$ geometrisch addiren.

Sind Kräfte in Richtung der Stabachse wirksam, so werden dieselben Schwingungen zu erhalten nur dann im Stande sein, wenn ihnen eine Arbeitsfähigkeit inne wohnt, d. h. wenn ihr Angriffspunkt ein in Richtung der Achse schwingender Punkt der elastischen Linie ist.

Die Horizontalverrückung eines Punktes der elastischen Linie setzt sich zusammen:

1. aus der Horizontalverschiebung infolge der Durchbiegung der neutralen Achse, eine vernachlässigbare Grösse.
2. aus der Verschiebung infolge der Neigung der Querschnitte $= \Sigma a . d\varphi$, wo a den Abstand des Punktes von der neutralen Faser, $d\varphi$ den Zuwachs der Neigungswinkel der einzelnen Querschnitte darstellt; $\Sigma . a . d\varphi \backsim b . \varphi$, wo b den Abstand des Stabschwerpunktes von der Kraft; die Arbeit der harmonisch schwingenden Horizontalkraft P während $1/2$ Periode beträgt:

$$\mathfrak{A}_0^{\pi} = P . b . \varphi . \frac{\pi}{2}.$$

Die Werthigkeit einer Horizontalkraft in einem Punkte der Schwingungslinie ist sonach gleich der eines Kräftepaares P . b im Angriffspunkt der Kraft.

Die Darstellung der Werthigkeiten ist streng richtig nur für die kritische Schwingungszahl. Für jede andere Schwingungszahl sind die Schwingungslinien für an verschiedenen Punkten angreifende Kräfte verschieden (vergl.

Fig. 22 und 24, wobei jedoch die in den Beispielen vorhandene veränderliche Massenvertheilung zu berücksichtigen ist). Die überwiegende Wichtigkeit der kritischen Tourenzahl verleiht dem Begriff der Werthigkeit, wie ich glaube, grosse praktische Bedeutung.

2. Ausgleich der Kräfte nach Werthigkeiten.

Sollen an einem elastischen Stabe die an ihm wirkenden periodischen Kräfte ausgeglichen werden, so zerlege man dieselben in harmonische Kräftegruppen gleicher Periode, bestimme die Werthigkeit jeder einzelnen Kraft und addire die gewertheten Kräfte geometrisch.

Sollen Schwingungen am Stabe nicht auftreten, so muss die geometrische Summe aller gewertheten Kräfte $=0$ sein. Für jede einzige Periode ist nur der Schluss eines einzigen Polygones erforderlich: sonach, da in den weitaus meisten praktischen Fällen nur die Schwingungen der einfachen Periode in Frage kommen, der Ausgleich schon vollkommen innerhalb einer Dreikurbelmaschine, ja bereits bei einer Zweikurbelmaschine mit um 180° versetzten Kurbeln zu erzielen.

Zur Erzielung des Polygonschlusses stehen uns die ja sattsam bekannten Mittel:

Veränderung der schwingenden Massen m,
Veränderung der Schwingungsradien r,
Veränderung der Kurbelwinkel,

zur Verfügung.

Nehmen wir an, dass die Kräfte so nahe neben einander wirken, dass wir das Element ihres Angriffes als geradlinig ansehen dürfen, und bilden wir den Schnittpunkt der Elemententangente mit der Schwingungsnulllinie, so ist der Abstand der einzelnen Kräfte von dem Schnittpunkte $=$ Konst. . h, wo h die Amplitude des Angriffspunktes der Kraft.

Erfüllen wir die Bedingung $\Sigma P \,.\, \text{Konst.} \,.\, h = 0$, d. h. die Summe der Momente aller Kräfte bezogen auf den Schnittpunkt der Elemententangente mit der Schwingungsnulllinie $=0$, so ist damit zugleich der Bedingung $\Sigma P \,.\, h = 0$, d. h. die geometrische Summe aller gewertheten Kräfte $=0$, Genüge geleistet.

Eine Maschine wird sonach Schwingungen nicht hervorrufen können, wenn die geometrische Summe der in ihr auftretenden freien Kräfte bezogen auf den Schnittpunkt der Tangente im Stand-

orte der Maschine an die Schwingungslinie mit der Schwingungsnulllinie (NB nicht Knotenpunkt, Schlick) $= 0$ ist.

Diese Eigenschaft können wir umgekehrt benutzen, um ohne die elastische Linie des schwingenden Stabes zu kennen, durch Versuche den Schnittpunkt der Tangente in dem Elemente des Kraftangriffes mit der Schwingungsnulllinie und damit die für das Element giltigen Werthigkeiten zu bestimmen.

Zu dem Zwecke bringe man in dem zu untersuchenden Elemente ein Kräftepaar g. r. a.[1] an, dessen Grösse beliebig z. B. $= 30$ kgcm^2 ist. Zu diesem Kräftepaar füge man nun in der gleichen Ebene wirkend eine Einzelkraft hinzu, deren Grösse man durch den Versuch derart bestimmt, dass Schwingungen am Stabe nicht auftreten: dieselbe sei gleich 0,5 kgcm[1] ermittelt. Der gesuchte Punkt der Nulllinie findet sich alsdann in der Entfernung $\frac{30}{0,5}$ cm $= 60$ cm von dem Elemente entfernt. Damit ist die Werthigkeit jeder in dem Elemente wirksamen Kraft gegeben durch das Produkt aus Kraft mal ihrem Abstande von dem gefundenen Punkte der Nulllinie.

Dieses experimentelle Verfahren würde nur für den Ausgleich von Kräften an einem begrenzten Elemente des Stabes z. B. für den Ausgleich von Kräften innerhalb einer Maschine Giltigkeit besitzen.

Unser Ausgleich ist von jetzt ab mit Einführung des Begriffes der Werthigkeiten nicht mehr auf die Maschine beschränkt, es steht uns vielmehr jeder einzelne Punkt der Wellenleitung und selbst die Schraube zum Ausgleich zur Verfügung.

Der Unterschied der Schwingungsformen ähnlicher Schiffstypen ist derartig gering, dass es völlig genügt Neuprojekten bekannte Schwingungslinien zu Grunde zu legen, welche zur Nulllinie derart gelegt werden, dass die Bedingungen des Gleichgewichtes der äusseren Kräfte erfüllt sind.

Steht eine aufgemessene oder berechnete Schwingungslinie nicht zur Verfügung, so kann dieselbe mit guter Annäherung durch eine Cosinuslinie — der elastischen Linie des durch zwei Endkräfte gebogenen prismatischen Stabes — ersetzt werden, wie die folgende Ueberlegung zeigt.

Betrachten wir Fig. 6 oder 9a, so erkennen wir, dass die Momentenlinie des schwingenden Schiffes einen ungefähr sinoïdalen Verlauf besitzt. Würde die dem Fahrzeuge zugehörige Kurve der Trägheitsmomente (Fig. 6 bezw. 3) den gleichen Verlauf zeigen, so würde der Quotient $\frac{Mdx}{J}$ konstant, die elastische

1) Unter Kraft sei hier das Produkt aus schwingendem Gewicht mal Schwingungsradius $=$ g. r. verstanden.

Linie eine Parabel sein. Nun ist die Kurve der Trägheitsmomente an den Schiffsenden eine völligere wie die Kurve der Biegungsmomente, sonach sind die Werthe $\frac{Mdx}{J}$ nach den Enden zu abfallend, welcher Bedingung gerade die gewählte elastische Linie des auf Knickung beanspruchten prismatischen Stabes genügt.

Diese angenommene, entsprechend der Gewichtskurve des Schiffes zu belastende Schwingungslinie müssen wir nunmehr derart zur Nulllinie orientiren, dass:

1. das statische Moment derselben gleich Null,
2. das Centrifugalmoment derselben mit Bezug auf einen beliebigen Punkt der Nulllinie gleich Null ist.

In Fig. 28a ist diese Rechnung für das in Fig. 3 und 9a dargestellte Fahrzeug sehr ausführlich wiedergegeben.

Wie immer die Nulllinie zur Schwingungslinie gelagert sein möge, stets können wir uns die Lage der Nulllinie zu Stande gekommen denken

1. durch eine Parallelverschiebung der Sehne cd
2. durch eine Drehung der Sehne um einen beliebigen Punkt z. B. den Punkt C.

Es sei die Grösse dieser Parallelverschiebung gleich x . a c, die Grösse der Drehung gemessen durch y . b d. Bilden wir nunmehr eine Fläche, deren Ordinaten gleich dem Produkt der Ordinaten der Schwingungslinie von der Sehne gemessen mal den zugehörigen Ordinaten der Gewichtskurve sind und berechnen wir deren Grösse (16 920 cm^3) und Schwerpunktsabstand von einer festen Geraden (30,941 cm), bilden wir ferner eine Fläche, deren Ordinaten das Produkt der Ordinaten der Linie c b mit den zugehörigen Ordinaten der Gewichtskurve und eine dritte Fläche, deren Ordinaten das Produkt der Ordinaten der Linie a b mit den zugehörigen Ordinaten der Gewichtskurve darstellen und berechnen wir die Grösse der Flächen (5753 bezw. 11 062 cm^3) und die Schwerpunktsabstände von der oben benutzten Geraden (46,172 bezw. 31,202 cm), so stehen zur Ermittelung der Werthe x und y die beiden Gleichungen zur Verfügung.

$$1. \quad 16\,920 = 11062 . x + 5753 . y$$

$$2. \quad 16\,920 . 30{,}941 = 11062 . x . 31{,}202 + 5753 . y . 46{,}172,$$

$$\text{woraus} \quad y = 0{,}05128, \; x = 1{,}556.$$

Damit ist die Lage der Nulllinie relativ zur Schwingungslinie festgelegt. In der Figur 28a ist die Schwingungslinie unter Annahme der Cosinuslinie gezeichnet und zugleich die genaue berechnete Schwingungslinie zum

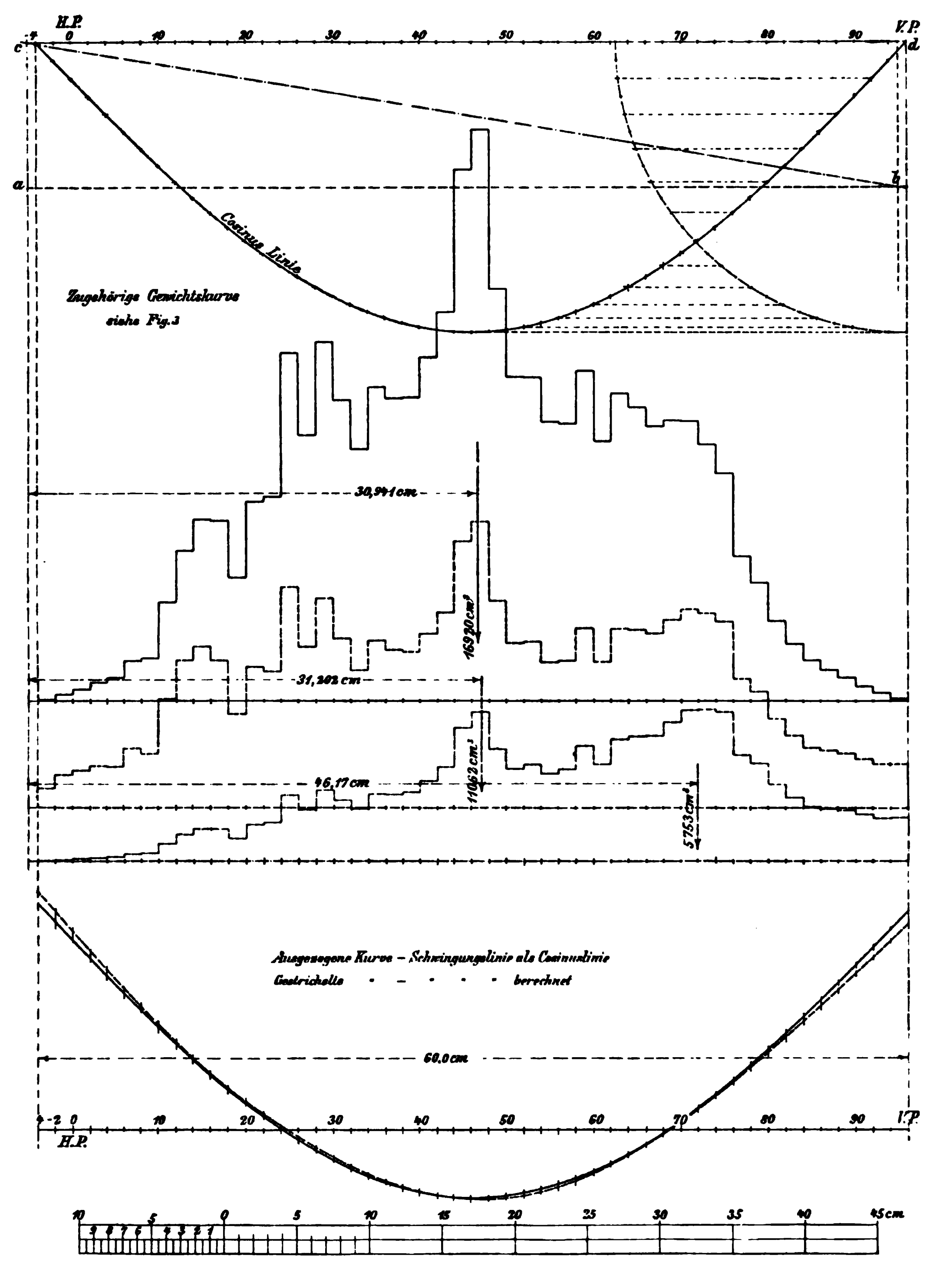

H.P.
V.P.
c
d
a
b
Cosinus Linie
Zugehörige Gewichtskurve
siehe Fig. 3
30,941 cm
16930 cm³
31,282 cm
11062 cm³
46,17 cm
5753 cm³
Ausgezogene Kurve – Schwingungslinie als Cosinuslinie
Gestrichelte " – " " " berechnet
60,0 cm
45 cm

Fig. 28 a.

Vergleich gestrichelt eingetragen. Man erkennt, dass für die praktischen Bedürfnisse des Ausgleiches nach Werthigkeiten die Annäherung eine völlig genügende genannt werden darf.

3. Ausgleich der Kräfte nach den Bedingungen der Starrheit.

Wirken an einem starren Körper Kräfte irgend welcher Art, so wird eine Bewegung des Körpers nicht stattfinden, wenn:

I. die Summe aller Kräfte $= 0$,

II. die Summe aller Momente $= 0$.

Zur Erzielung des Gleichgewichtes nach den Bedingungen der Starrheit ist eine Bedingung mehr zu erfüllen, wie nach den Bedingungen der Werthigkeit. Sind Kräfte einfacher und doppelter Periode auszugleichen, so ist die Anzahl der Bedingungen vier, nach unserer Methode der Werthigkeiten nur zwei.

Die Gleichgewichtsbedingungen für starre Körper lassen sich auch zum Ausgleich der Massenkräfte anwenden unter der Annahme, dass das Element des Schiffes, mit welchem die Maschine verbunden, ein starres ist, oder dass wir uns alle Kräfte an einem einzigen Punkte wirkend denken dürfen. Diese Art des Ausgleiches ist zuerst von Taylor erkannt, von Schlick zuerst in konstruktiv richtige Form gebracht worden.

Kapitel VI.

Schiffsschwingungen.

1. Erscheinungen der Schiffsschwingungen.

Ursache der Schiffsschwingungen können nur periodische Kräfte sein, welche wir, wie oben gezeigt, in eine Reihe von harmonischen Kräften auflösen können. Die Wirkung dieser einzelnen harmonischen Kräfte steht dabei keineswegs in direktem Verhältnisse zur Grösse der Kraft.

Die Wirkung der Kraft ist vielmehr abhängig:

1. von ihrer Werthigkeit,
2. von dem Verhältnisse ihrer Periode zu der Periode der Eigenschwingungen.

Greifen z. B. an einem prismatischen Stabe in der Mitte zwei gleich grosse Kräfte von je $0,1\ M . \omega^2 . r$ (Fig. 22) an, von denen

die eine mit der einfachen Periode entsprechend $n = 191 \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G}}$,

die zweite mit der doppelten Periode entsprechend $n = 382 \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G}}$

schwingt, so entspricht der ersten Kraft ein Schwingungsausschlag = 13,2 cm, der zweiten ein Schwingungsausschlag = 1,8 cm, die erste Schwingung ist um 90°, die zweite um 178° gegen die Kraft versetzt.

Schwingt die erste Kraft mit einer Periode entsprechend

$$n = 511 \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G}},$$

die zweite mit $n = 1022 \sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{L^3 \cdot G}}$,

so entspricht der ersten Kraft der Ausschlag 1,5 cm und der Winkel 178°, der zweiten Kraft der Ausschlag 12,5 cm und der Winkel 90°.

Die Erscheinungen der Schwingungen am Schiffskörper werden durch diese Superposition von Schwingungen verschiedener Amplituden, Perioden und Phasen ausserordentlich komplicirt, und es muss von vornherein als ein recht mühevolles Unternehmen bezeichnet werden, die Gesetze der Schwingungen aus den an Bord gewonnenen Beobachtungs- und Erfahrungsresultaten allein ableiten zu wollen.[1]) Eine weitere Komplikation liegt in dem folgenden.

Jedes Schiff ist als ein gebauter Balken anzusehen, dessen einzelne Gurtungen die Aussenhaut und die Decks bilden. Dieser Balken schwingt für sich genau in gleicher Weise wie ein massiver Balken von gleicher Vertheilung der Massen- und Trägheitsmomente.

Jedes einzelne Deck kann aber für sich als ein an den Enden aufliegender oder eingespannter Balken oder als Membran aufgefasst werden, mit ganz bestimmter eigener Schwingungszahl und Form, dessen Schwingungen auftreten, sobald auch nur eine Auflagerstelle eine periodische Verschiebung erleidet. Diese Schwingungen superponiren sich, ohne dieselben im geringsten zu beeinflussen, mit den Schwingungen des ganzen Schiffskörpers. Schwingen die Kräfte mit einer von der kritischen Schwingungszahl des Schiffes entfernten, in der Nähe der kritischen Zahl der Decksschwingung gelegenen Periode, so werden die geringen Bewegungen der Schiffsschwingung genügen, um lebhafte Schwingungen des Decks hervorzurufen. Die allein unserer

[1]) Berling: Schiffsschwingungen, ihre Ursachen und Kritik der Mittel zu ihrer Verhinderung. Zeitschr. d. V. d. Ing. 1899.

Beobachtung zugänglichen resultirenden Schwingungen werden nicht allein auf verschiedenen Decks, sondern selbst auf dem gleichen Deck je nach der Lage des beobachteten Punktes im Scheitel oder am Rande der Membran, d. h. des Decks, bei verschiedenen Schwingungszahlen ihre Maximalwerthe erreichen und in ihrer Phase von einander verschieden sein[1]).

Die Schwingungen der Decks sind, wie schon erwähnt, für die Gesammtschwingungsform, wie für die Periode der Schwingungen des Schiffes ohne Einfluss: auf letztere allein brauchen wir deshalb unser Augenmerk zu richten. Durch Aufstellung der Beobachtungsapparate auf Schotten (nicht Decksbalken) lassen sich die Schwingungen der Decks und die Nebenwirkungen der freien Kräfte der Hilfsmaschinen auch aus den Beobachtungen ausscheiden.

Bei ungleichem Drehmomente der Maschine muss jedes Fahrzeug eine Drehung um seine Längsachse ausführen, deren Folge Torsionsschwingungen von der Periode der variablen Drehkräfte sein müssen. Diese Torsion des Schiffes findet um die freie Längsachse statt, deren Lage in der Symmetrieebene des Schiffes je nach der Form des Spantes vertikal oberhalb oder unterhalb des Schwerpunktes des Querschnittes ist. Die vertikalen bei der Torsion auftretenden Beschleunigungskräfte heben sich gegenseitig auf: eine Torsion des Schiffes ist nicht im Stande vertikale Schiffsschwingungen hervorzubringen. Die Möglichkeit des Auftretens horizontaler Schiffsschwingungen infolge der Drehung des Schiffskörpers ist vorhanden.

2. Ursachen der Schiffsschwingungen.

Jede Maschinenanlage vermag periodische Kräfte auf den Schiffskörper zu übertragen entweder bei der Krafterzeugung (Maschine und Wellenleitung) oder bei der Kraftabgabe (Schraube).

A. Die Maschine.

Eine Maschine kann Kraftäusserungen bei starrem Fundament nur dann nach aussen übertragen, wenn der Gesammtschwerpunkt der bewegten Theile bei der Bewegung der Einzeltheile eine Verrückung oder Drehung erfährt. Fassen wir Schiff und Maschine als ein freies System auf, so muss der Gesammtschwerpunkt von Schiff und Maschine von der Bewegung der Einzeltheile unberührt bleiben, sonach bei der Bewegung des

[1]) Berling: Vergleichende Schiffsmessungen. Jahrbuch 1901 (Beiträge).

Schwerpunktes der bewegten Massen der Maschine das Schiff eine der Schwerpunktsbewegung entgegengesetzte, diese in Bezug auf den Gesammtschwerpunkt paralysirende Bewegung ausführen, welche Schwingungen erzeugen muss, wenn anders die Kräfte nicht nach ihren Werthigkeiten ausgeglichen sind.

Wie immer die Verbindung der Maschine mit dem Schiffe — sobald der Schwerpunkt der bewegten Massen eine Bewegung erfährt, muss das Schiff die Gegenbewegung ausführen: weder vermag eine Verankerung der Maschine die Kräftepaare,[1]) noch eine Vergrösserung der Cylinder- oder der Fundamentmasse oder eine starre Verbindung der ersteren die Kräfte oder Kräftepaare, welche die Schwingungen des Schiffskörpers erzeugen, auch nur im allergeringsten zu ändern.

Bleibt der Massenschwerpunkt von der Bewegung der Einzeltheile unberührt, so ist es für die Erzeugung der Schwingungen völlig gleichgiltig, mit welcher Gleichförmigkeit die Maschine läuft: selbst ein noch so stossweiser Gang der Maschine vermag unter der angegebenen Bedingung Kräfte nach aussen nicht zu übertragen, sonach auch Schwingungen nicht zu erzeugen.

Bei einer nicht ausgeglichenen Maschine treten in der Hauptsache folgende Kräfte auf:

1. Kräfte der einfachen Periode, herrührend von der Verlegung des Schwerpunktes bei konstanter Winkelgeschwindigkeit,
2. Kräfte der doppelten Periode, herrührend von der Verlegung des Schwerpunktes bei konstanter Winkelgeschwindigkeit (Pleuelstangentrieb),
3. Kräfte der doppelten Periode, herrührend von der Beschleunigung des Schwerpunktes beim Wechsel der Geschwindigkeit während einer Umdrehung (Annahme: Dampfdruck harmonisch schwingend).[2])

B. Die Schraube.

Die Schraube kann in doppelter Weise Kräfte erzeugen:

1. durch eine Schwingung ihres Schwerpunktes,
2. durch die Reaktionen des Wassers.

Die unter 1 angeführten Kräfte sind genau ebenso, wie die Massenkräfte in der Maschine (A 1 und 3) wirksam. Die Reaktionskräfte des Wassers sind bei dem heutigen Stande der Schraubentheorie nicht mit ebensolcher Sicherheit wie die Massenkräfte zu erkennen.

---

[1]) Engineering 1893. 27. Oktober. Normand.

[2]) Verfasser: Marine-Rundschau. März 1899.

Wir können zwei Gruppen unterscheiden:

a. Kräfte, welche transversal,

b. Kräfte, welche in Richtung der Achse wirken.

Transversale Kräfte können auftreten:

1. infolge ungleicher Steigung der Flügel: dieselben sind von der einfachen Periode,[1])
2. infolge der Widerstände, welche das Vorbeipassiren der Flügel am Schiff verursacht, infolge der in den verschiedenen Flügellagen verschiedenen Wasserströmung, infolge des bei relativ zur Steigung zu geringem Tiefgange in den verschiedenen Höhenlagen verschieden starken Reaktionsdruckes des Wassers. Diese Kräfte schwingen mit einer Periodenzahl gleich der Anzahl der Schraubenflügel.

Horizontale Kräfte in Richtung der Achse können auftreten:

1. infolge der während einer Maschinenumdrehung veränderlichen Winkelgeschwindigkeit der Schraube:[2]) diese Kräfte schwingen unter Annahme harmonisch schwingenden Dampfdruckes mit der doppelten Periode,
2. infolge des bei relativ zur Steigung zu geringem Tiefgange in den verschiedenen Höhenlagen verschieden starken Reaktionsdruckes des Wassers, infolge einer Abweichung der Wellenachse aus der Fahrtrichtung: diese Kräfte schwingen mit einer Periodenzahl gleich der Anzahl der Schraubenflügel.

Treten sonach an einem Schiffe Schwingungen der einfachen Periode auf, so sind zur Erklärung und zum Ausgleich nur die folgenden Kräfte heranzuziehen:

A1. Massenkräfte der einfachen Periode an der Maschine,

B1. do. an der Schraube,

B2 a1. Kräfte infolge ungleicher Steigung der Schraubenflügel.

Treten Kräfte der doppelten Periode auf, so hat die Untersuchung sich mit folgenden Kräften zu befassen:

A2. Massenkräfte, herrührend vom Pleuelstangentrieb,

A3. Massenkräfte, infolge des Wechsels der Winkelgeschwindigkeit während einer Umdrehung,

---

[1]) Schlick: Congrès d'Arch. etc. Paris 1900.

[2]) Berling: Marine-Rundschau, Mai 1898. Ueber den Einfluss des Ungleichförmigkeitsgrades auf Vibrationen.

B2 b1. Schubkräfte, herrührend von der veränderlichen Winkelgeschwindigkeit der Schraube.

Es ist von äusserster Wichtigkeit für die Beurtheilung des ganzen Problemes, die scharfe Trennung der Kräfte nach ihrer Periode nie ausser Acht zu lassen.

3. Gleichförmigkeit der Wellenumdrehungsgeschwindigkeit.

In dem Schwingungsprobleme nimmt die variable Winkelgeschwindigkeit der Schraube eine solche Bedeutung ein, dass es wünschenswerth erscheint, eine Betrachtung über die Grösse dieser Veränderlichkeit der Diskussion des Schwingungsproblemes einzuflechten.

Nehmen wir das Dampfüberdruckdiagramm eines Cylinders als harmonische Funktion des Kurbelwinkels an, eine erste für die meisten praktischen Fälle genügende Annäherung, so folgt für eine Maschine mit beliebig vielen Cylindern und unter Berücksichtigung der Trägheitskräfte der bewegten Theile das Gesetz der am Kurbelradius wirkenden Drehkraft T:

$$T = T_1 + T_2 \cdot \sin 2\alpha,$$

wo α den Drehwinkel der Welle aus einer von der Arbeitsvertheilung der einzelnen Cylinder, den Füllungsverhältnissen, den Trägheitskräften etc. abhängigen Nulllage.

Denken wir uns die Masse der Kurbelwelle, der Wellenleitung und Schraube auf den Kurbelradius reducirt = M, und ist das Gesetz des Schraubenwiderstandes reducirt auf den Kurbelradius $= k \cdot v^2$, so gilt die Bewegungsgleichung:

$$M \cdot v \cdot \frac{dv}{r \cdot d\alpha} + k \cdot v^2 = T_1 + T_2 \cdot \sin 2\alpha.$$

Nehmen wir als Gesetz der Umdrehungsgeschwindigkeit:

$$v^2 = v_1^2 + v_2^2 \cdot \sin (2\,\alpha - \varepsilon),$$

wo v_1, v_2 und ε konstante Werthe, sonach:

$$v \cdot \frac{dv}{d\alpha} = v_2^2 \cdot \cos (2\alpha - \varepsilon),$$

so folgt:

$$\frac{M}{r} \cdot v_2^2 \cdot \cos (2\alpha - \varepsilon) + k \cdot v_1^2 + k \cdot v_2^2 \cdot \sin (2\alpha - \varepsilon) = T_1 + T_2 \cdot \sin \Big((2\alpha - \varepsilon) + \varepsilon\Big).$$

Da

$$k \,.\, v_1^2 = T_1,$$

folgt durch Subtraktion:

$$\frac{M}{r} v_2^2 \,.\, \cos(2\alpha-\varepsilon) + k v_2^2 \,.\, \sin(2\alpha-\varepsilon) = T_2 \,.\, \sin\varepsilon \,.\, \cos(2\alpha-\varepsilon) + T_2 \,.\, \cos\varepsilon \,.\, \sin(2\alpha-\varepsilon),$$

woraus durch Gleichsetzung der Koëfficienten:

$$T_2 \,.\, \cos\varepsilon = k v_2^2,$$

$$T_2 \,.\, \sin\varepsilon = \frac{M}{r} \,.\, v_2^2,$$

$$\operatorname{tg}\varepsilon = \frac{M}{r \,.\, k}$$

$$v_2^2 = \frac{T_2}{\sqrt{k^2 + \frac{M^2}{r^2}}},$$

sonach:

$$v = \sqrt{v_1^2 + \frac{T_2 \,.\, \sin(2\alpha-\varepsilon)}{\sqrt{k^2 + \frac{M^2}{r^2}}}}$$

$$v_{max.} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} \text{ für } \alpha = \frac{90+\varepsilon}{2}$$

$$v_{min.} = \sqrt{v_1^2 - v_2^2} \text{ für } \alpha = \frac{270+\varepsilon}{2}.$$

Die Geschwindigkeit der Schraube schwankt sonach in gleicher Periodenzahl wie die Kraft aber mit variabler Amplitude und einer Phasenversetzung $= \varepsilon$. Die Geschwindigkeit sinkt um einen grösseren Betrag, als der ist, um welchen sie sich aus der mittleren Geschwindigkeit erhebt.

Benutzen wir als numerisches Beispiel die von Dr. Bauer[1]) auf Seite 342 des Jahrbuches 1900 gegebenen Daten.

---

[1]) Dr. Bauer: Schwankungen der Wellenumdrehungsgeschwindigkeit. Jahrbuch 1900.

$$T_1 = 14800 \text{ kg}$$

$$T_2 = \frac{(0,19 + 0,245)}{2} \cdot 14800 = 3220 \text{ kg}$$

$$r = 40 \text{ cm}$$

$$M = 26 \frac{\text{kg Sek.}^2}{\text{cm}}$$

$$v_1 = 276,5 \frac{\text{cm}}{\text{Sek.}}$$

sonach:

$$k = 0,1936$$

$$v_2^2 = \frac{3220}{\sqrt{0,1936^2 + \left(\frac{26}{40}\right)^2}} = \frac{3220}{\sqrt{0,0374 + 0,4226}}$$

$$v_2^2 = 4746$$

$$v_{max} = 284,93 \text{ cm für } \alpha = 82^\circ$$

$$v_{min} = 267,78 \text{ cm für } \alpha = 172^\circ.$$

Durch Versuche fand sich:

$$v_{max} = 285,0 \text{ cm}$$

$$v_{min} = 265,8 \text{ cm}$$

in vorzüglicher Uebereinstimmung auch in Bezug auf die Phase mit unserer Rechnung (vergl. Fig. 28 in obiger Arbeit).

Der Schraubenwiderstand hat auf die Grösse der Geschwindigkeiten, wie wir aus dem numerischen Werthe:

$$\sqrt{0,0374 + 0,4226}$$

sehen, einen nur verschwindenden Einfluss; derselbe wird um so geringer, je höher die Tourenzahl der Maschine. Würden wir den Schraubenwiderstand völlig vernachlässigen, so würde sich in dem numerischen Beispiele ergeben:

$$v_{max} = 285,3 \text{ cm bei } \alpha = 90^\circ$$

$$v_{min} = 267,4 \text{ cm bei } \alpha = 180^\circ.$$

Ob bei dieser Sachlage irgend welche Schlüsse auf das Gesetz des Propellerwiderstandes oder den Einfluss der Stromverhältnisse auf den Propeller erlaubt sind, erscheint mir zweifelhaft. Jedenfalls lehrt diese Untersuchung, in voller Uebereinstimmung mit den experimentellen

Bauers, dass die Geschwindigkeit der Schraube keineswegs den Drehkräften an der Welle proportional oder mit denselben gleichzeitig wirksam ist.

4. Werthigkeit der Hauptursachen der Schiffsschwingungen.

Die Werthigkeit der Kräfte am Schiffskörper ist für jeden Fall besonders zu bestimmen. Die folgende Besprechung kann daher keinen Anspruch auf allgemeine Giltigkeit erheben; da jedoch ähnliche Verhältnisse bei allen Fahrzeugen gelten, können die zu findenden Resultate als angenähert allgemein giltig angesehen werden.

S. 42 wurde von der Kaiserl. Marine benutzt, um die Wirkungsweise einer Schlick'schen Maschine der gewöhnlichen Dreikurbelmaschine gegenüber festzustellen. Zu dem Zwecke wurden die Schwingungsausschläge des Bootes bei der ursprünglichen Maschinenanordnung, und nach Einbau einer von Schlick ausgeglichenen Maschine gemessen.

Dabei ergaben sich die folgenden Resultate: Das mit der Schichau'schen Dreikurbelmaschine versehene Boot hatte auf Spant —2 eine Amplitude von 1,45 mm; das mit der ausgeglichenen Maschine versehene Boot schwang bei freier Fahrt auf dem gleichen Spant bei der gleichen Tourenzahl der Maschine $n = 235$ mit einer Amplitude $= 2{,}5$ mm. Wurde die Schraube ausgekuppelt, so lag das Boot absolut ruhig, abgesehen von nicht messbar kleinen Schwingungen der doppelten Periode. Der Misserfolg der Schlick'schen Maschine veranlasste das Einsetzen einer neuen Kurbelwelle mit Kreuzstellung. Die mit dieser neuen Anordnung sich ergebende Schwingungsamplitude betrug ebenfalls 2,5 mm. Versuche mit ausgekuppelter Schraube bei der ersten und dritten Maschine sind, soweit mir bekannt, leider nicht gemacht worden.

Da bei den drei Maschinen nur Schwingungen der einfachen Periode in Frage kommen ($n = 235$), so können als Ursachen derselben nur die Massenkräfte der Maschine oder der Schraube oder ungleichmässige Steigung der einzelnen Flügel angesehen werden.

Da die Schlick'sche Maschine mit ausgekuppelter Schraube keine Schwingung der einfachen Periode, in freier Fahrt bedeutende Schwingungen hervorrief, so verbleibt uns nur die eine Erklärung, dass die Schraube der Schwingungserzeuger gewesen sein muss.

Die erste sowie die letzte Maschinenanordnung war eine nicht ausgeglichene; die von den bewegten Massen der Maschine herrührenden Schwin-

gungen addirten sich zu den von der Schraube verursachten, für die erste Anordnung zu einer geringeren, für die dritte Anordnung zu einer ungünstigeren Schwingung.

Die Betrachtung der Werthigkeiten der einzelnen Kräfte bestätigt nun diese Anschauung. Aus der gemessenen Schwingungslinie Fig. 29 ergeben sich folgende Werthigkeitskoëfficienten:

1. für Kräfte in der Maschine 0,049,
2. für Kräftepaare in der Maschine 0,000065,
3. für Kräftepaare am Drucklager 0,0001075,
4. für Transversalkräfte an der Schraube 0,205.

Eine an der Schraube angreifende Transversalkraft hat hier sonach einen 4,2 mal grösseren Werth, wie eine gleich grosse Kraft der Maschine.

Wenn auch, wie aus dem Vorhergehenden hervorgeht, die Schubkräfte der Schraube für diesen Fall überhaupt nicht als Schwingungserzeuger in Frage kommen, so ist doch ein numerischer Vergleich ihrer Werthigkeit mit den Transversalkräften der Schraube und der Maschine von Wichtigkeit.

In Fig. 30 ist das resultirende Drehkraft-Diagramm der Schlick'schen Maschine niedergelegt, deren Gesetz wir angenähert ausdrücken können durch:

$$T = 9820 \text{ kg} + 7850 \,.\, \sin 2\,\alpha \text{ kg}.$$

Es ergeben sich für die Massen auf den Kurbelradius $r = 23$ cm reducirt die Werthe:

$$\begin{aligned} &\text{für Wellenleitung und Kurbelwelle } m = 0{,}3868 \\ &\text{für Schraube} \ldots\ldots\ldots\ldots = 0{,}9670 \\ \hline &\Sigma = 1{,}3538 \ \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \text{Sek.}^2 \end{aligned}$$

Für $n = 235$ ergiebt sich an der Schraube:

$$\begin{aligned} v_{max} &= 598 \text{ cm/Sek. bei } \alpha = 76^\circ\ 45' \\ v_{min} &= 532 \text{ cm/Sek. bei } \alpha = 166^\circ\ 45' \\ v_{mittel} &= 565{,}5 \text{ cm/Sek. bei } \alpha = 31^\circ\ 45', \end{aligned}$$

sonach:

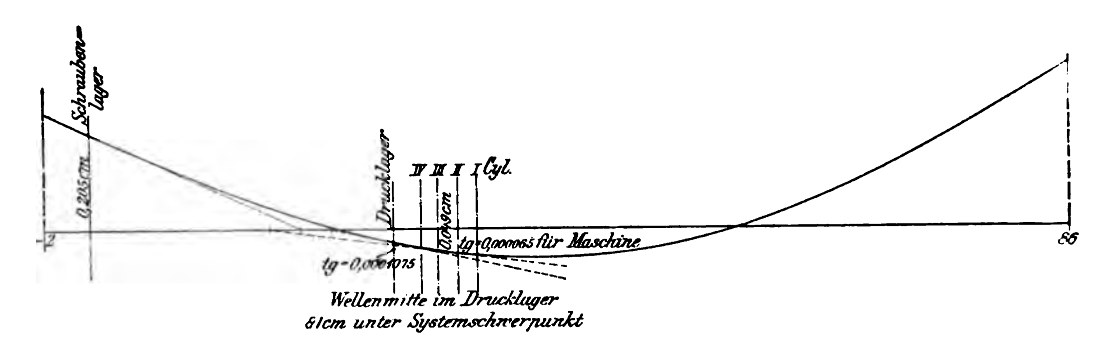
$$\frac{v_{max} - v_{mittel}}{v_{mittel}} = 0{,}0575$$

$$\frac{v_{mittel} - v_{min}}{v_{mittel}} = 0{,}0593,$$

sonach δ (nach Bauer) $= 0{,}1168 = 11{,}68\,\%$.

S. 42. Schlick'sche Maschinenanordnung.

n = 235.



Transversalmaassstab 6,2 nat. Grösse
Längenmaassstab 1 : 325.

Fig. 29.

Tangentialdrucke für S. 42. Schlick'sche Kurbelfolge.

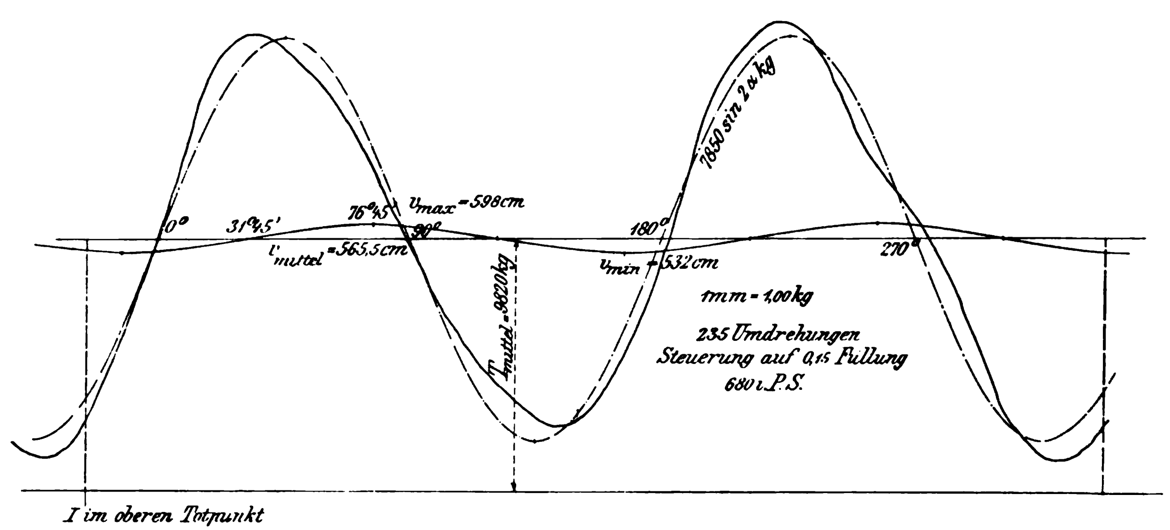


Fig. 30.

Die mittlere Schubkraft berechnet sich bei einer mittleren Flügelsteigung von 266 cm und einem Kurbelradius r = 23 cm zu

$$\frac{9820 \,.\, 2 \,.\, 23 \,.\, \pi}{266} = 5340 \text{ kg.}$$

Die maximale Differenz der Schubkräfte vom Mittelwerthe beträgt:

$$\left(\frac{565{,}5^2 - 532^2}{565{,}5^2}\right) . \, 5340 = 599{,}4 \text{ kg.}$$

Diese Kraft wirkt am Hebelsarm 81 cm im Drucklager angreifend.

Das gewerthete Moment beträgt sonach:

$$600 \,.\, 81 \,.\, 0{,}000\,1075 = \mathbf{5{,}225}.$$

Beträgt die Tangente des mittleren Steigungswinkels eines Flügels $\text{tg}\,\varphi = \frac{266}{440}$, sonach $\varphi = 31^\circ\, 10'$, so entfällt auf 1° eines Flügels, wenn die Schraube drei Flügel besitzt, das Drehmoment[1])

$$\frac{9820 \,.\, 23}{3 \,.\, 31{,}17} \text{ kgcm} = \mathbf{2420} \text{ kgcm.}$$

Sonach berechnet sich die der Flügelbewegung entgegenwirkende Transversalkraft im Schwerpunkt der Flügelfläche pro 1° Steigung:

$$\frac{2420}{52} = \mathbf{46{,}5} \text{ kg.}$$

Die der Schubkraft gleichwerthige, an der Schraube wirksame Transversalkraft beträgt

$$\frac{5{,}225}{0{,}205} = \mathbf{25{,}5} \text{ kg,}$$

entspricht sonach einer Ungleichheit der Steigung eines Schraubenflügels von

$$\frac{25{,}5}{46{,}5} = \mathbf{0{,}55^\circ}$$

oder einer ungleichen Gewichtsvertheilung der Schraubenflügel entsprechend **1,8** kg am Radius 23 cm bei n = 235.

Die der Schubkraft gleichwerthige Kraft in der Maschine findet sich zu

$$\frac{5{,}225}{0{,}049} = \mathbf{106{,}5} \text{ kg,}$$

---

[1]) Als Druckwinkel des Schraubenflügels ist der ganze mittlere Steigungswinkel der Schraube einzusetzen, nicht der Rücklaufwinkel der Schraube allein (vergl. Schlick: Paris 1900).

ist sonach für $n = 235$ und $r = 23$ gleich der Wirkung eines Gewichtes von 7,5 kg am Kurbelradius.

Aus dieser Betrachtung erkennt man, dass in diesem Falle die Schubkräfte der Schraube, selbst wenn sie in ihrer Periode mit den Transversalkräften der Maschine und Schraube zusammenstimmten, einen nur unbedeutenden Beitrag zu dem Schwingungsausschlag liefern könnten, und weiter, dass in diesem Falle der Massenausgleich der Schraube als der bei weitem empfindlichste Theil des ganzen Ausgleiches angesehen werden müsste.

5. Die Mittel zur Verhinderung der Schiffsschwingungen.

A. Bei der Konstruktion.

Bei der Konstruktion können die Transversalkräfte der Schraube nicht in Rechnung gezogen werden: es ist Sache der Werkstättenausführung, dieselben auf das geringste Maass zu bringen.

Der Konstruktion verbleiben sonach nur anzustreben:

1. der Ausgleich der Massen entweder nach den Bedingungen der Starrheit

$$\text{I.}\quad \Sigma P = o, \qquad \text{II.}\quad \Sigma P \,.\, a = o,$$

oder nach gewertheten Kräften

$$\Sigma P \,.\, h = o;$$

2. die Erzielung einer möglichst gleichmässigen Drehkraft; das Polygon der Cylinderarbeiten gebildet mit den doppelten Kurbelwinkeln muss sich schliessen, eine von mir zuerst abgeleitete Beziehung, welche gestattet, selbst in die komplicirten Verhältnisse der mehr wie Dreicylindermaschine unmittelbaren Einblick zu erhalten.[1])

Unter Benutzung des Ausgleiches nach gewertheten Kräften lassen sich beide Bedingungen vollkommen bereits für die normale Dreicylindermaschine erzielen.

[1]) Verfasser: Marine-Rundschau März 1899. Einige Kapitel der Theorie der modernen Schiffsmaschine.

B. Nachträglicher Ausgleich.

Treten trotz des konstruktiven Ausgleiches noch Schwingungen der ausgeglichenen Periode auf, so können die Gründe nur in der Schraube gelegen sein.

Sind Schwingungen von einer Periodenzahl gleich der Anzahl der Schraubenflügel die störenden, so lässt sich durch Beschneiden der Flügelflächen, Aenderung der Flügelzahl Besserung erzielen — sind Schwingungen der einfachen Periode vorhanden, so prüfe man den Massenausgleich der Schraube, und die Gleichmässigkeit der Steigung der einzelnen Flügel. Noch verbleibende Schwingungen lassen sich durch ein auf der Welle aufzubringendes Gegengewicht vermindern, dessen Grösse und Phase allerdings Sache des Versuches ist.

Sind weder Maschine noch Schraube ausgeglichen, so kann man durch systematisches Verdrehen der Schraube gegen die Kurbel jedenfalls eine Stellung ermitteln, bei welcher die beiden Schwingungen herrührend von der Maschine einerseits, von der Schraube andererseits in entgegengesetzter Phase arbeiten und sonach die geringste resultirende Schwingung ergeben.

Diese Methode hat Schlick bereits 1884 angegeben und empfohlen, die Kupplungsbolzen der Flansche etwas zu versetzen, um so einen möglichst geringen Verdrehungswinkel zu erzielen: seine Worte scheinen bis heute unbeachtet geblieben zu sein.

6. Einfluss des Wassers auf die Schwingungen.

In dem Bisherigen hatten wir das Schiff mit seiner Maschine als völlig freies System angesehen. Es verbleibt uns zu untersuchen, wie weit die Schwingungen durch das Wasser beeinflusst werden.

Bei der Schwingung treten als Folge der Wasserverdrängung drei Kräftegruppen auf

1. die statische Wasserverdrängung,
2. die Wasserbeschleunigung,
3. die Reibungswiderstände.

1. Die statische Wasserverdrängung.

Die statische Wasserverdrängung erzeugt eine Kraft $= dF \cdot y \cdot \gamma$, wo dF ein Element der Wasserlinie, γ das specifische Gewicht des Wassers, y die

augenblickliche mittlere Schwingungsordinate des Elementes ist. Diese Kraft ist stets nach der Nulllinie, also mit den elastischen Kräften gleich gerichtet: sie bewirkt eine Verkürzung der Schwingungsperiode.

Für die Schwingungszahl $n = 235$ folgt die der Wasserverdrängung äquivalente Gewichtsverminderung aus

$$\frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot y = dF \cdot \gamma \cdot y \quad \text{mit} \quad \gamma = 0{,}001, \quad \omega = 24{,}6, \quad g = 981$$

und dem specifischen Gewicht des Stahles = 0,00786

$$G = dF \cdot 0{,}00786 \cdot b = dF \cdot 0{,}00162,$$
$$b = 0{,}206 \text{ cm},$$

d. h. für $n = 235$ ist die Wasserverdrängung gleichwerthig einer Verringerung einer Decksstärke von der Form der Wasserlinie um 0,206 cm.

Von vornherein lässt sich diese Kraft nur unter Annahme der Schwingungszahl berücksichtigen; weicht die aus der Rechnung gefundene Schwingungszahl von der angenommenen bedeutend ab, so ist eine nachträgliche Korrektur vorzunehmen.

2. Die Wasserbeschleunigung.

Die statische Wasserverdrängung kann nur durch eine Beschleunigung der einzelnen Wassertheilchen erzielt werden. Das das Schiff umgebende Wasser schwingt mit einem gewissen Theil seiner Masse in der Periode der Schiffsschwingungen. Wäre Wasser und Schiff mit einander starr verbunden, so würde die Phase beider Schwingungen übereinstimmen; wären dieselben nur in loser Berührung mit einander, so würde das Wasser sich im Augenblick der Schwingungsumkehr von dem Schiffe entfernen: den thatsächlichen Verhältnissen entsprechend muss eine Phasendifferenz zwischen der Schwingung des Schiffes und des Wassers vorhanden sein, das Wasser eilt in seiner Phase der des Schiffes nach, um so mehr, je geringer die über ihm stehende Wasser- und Luftsäule ist.

Die Wirkung der Wasserschwingung können wir sonach in die Einzelwirkungen zweier senkrecht aufeinander stehender Schwingungen zerlegen: eine Hauptschwingung in der Phase der Schiffsschwingung und eine hierzu um 90° versetzte Schwingung.

Erstere bewirkt eine Verlängerung der Periode, um so mehr, je grösser der mitschwingende Antheil der Wassermasse ist; letztere hat auf die Periode einen nur unbedeutenden Einfluss (vergl. Kapitel IV).

Für eine Vorherbestimmung der mitschwingenden Wassermassen fehlt uns bis heute die Einsicht: einen ungefähren Ueberblick gewährt die Annahme, dass die Beschleunigungskraft der Wassermasse gleich ist dem Widerstand eines mit der Geschwindigkeit v durch das Wasser sich bewegenden Körpers, wo v die maximale Schwingungsgeschwindigkeit der einzelnen Schiffsquerschnitte $= \omega . y$.

$$P = \frac{\psi . \gamma . F . \omega^2 . y^2}{2 g} = m . \omega^2 . y,$$

$$\text{sonach } m = \frac{\psi}{2} . \frac{F . y . \gamma}{g} \text{ und mit } \psi = 1{,}5$$

$$m = 0{,}75 . \frac{F . y . \gamma}{g}.$$

Die Wirkung der mitschwingenden Masse ist gleich einer Vergrösserung des Schiffsgewichtes um drei Viertel der bei einer Schwingung von $^1/_4$ Periode verdrängten Wassermasse.

3. Die Reibungswiderstände.

Die Reibungswiderstände des Schiffes am Wasser und der Wassertheilchen unter einander variiren ungefähr mit dem Quadrat der Geschwindigkeit und sind in ihrer Phase um 90° gegen die Schiffsschwingungen versetzt. Auf die Periode haben dieselben daher einen nur unbedeutenden Einfluss.

Sämmtliche drei Kräftegruppen sind im Vergleich zu den Trägheitskräften des schwingenden Schiffes gering: bei bedeutenden Schwingungsausschlägen mag die mitschwingende Bewegung des Wassers am ehesten einen Einfluss auf die Schwingung gewinnen und eine Erniedrigung der Periodenzahl bewirken. Sowohl die unter 2. erwähnten um $^1/_4$ Periode gegen die Schiffsschwingung versetzten Wasserschwingungen, wie die Reibungswiderstände werden bedeutenden Einfluss auf die Dämpfungskonstante K ausüben. Der im Vergleich zu dem logarithmischen Dekrement des Stahles ausserordentlich hohe Werth $K = 0{,}12$ dürfte im wesentlichen diesen beiden Ursachen zuzuschreiben sein.

Das in diesem Abschnitte Gesagte kann nur als ungefährer Anhalt dienen, und wird eine Fortsetzung des Studiums des Schwingungsproblemes sich

in erster Linie mit dem experimentellen Studium des Wasserwiderstandes aut Stabschwingungen zu beschäftigen haben.

Kapitel VII.

Das experimentelle Studium der Schiffsschwingungen.

1. Studium am Modell.

Das Studium der Schiffsschwingungen am Modell wurde zuerst von Schlick aufgenommen.

Die von ihm getroffene Anordnung ist die folgende: Ein horizontales, durch verschieden vertheilte Gewichte belastetes Brett, wird von einer Reihe von Spiralfedern getragen und durch eine auf ihm angebrachte Modellmaschine mittelst Handantriebes in Schwingungen versetzt.[1])

Die Schwingungen der Federn überdecken zum grossen Theile die Brettschwingungen und lassen ein wirkliches Studium der Brettschwingungen nicht zu.

Eine zweite Anordnung, welche die Unannehmlichkeiten der Aufhängung vermeiden sollte, wurde von Mallock[2]) getroffen. Derselbe lagerte das Brett horizontal auf zwei selbstständig verschiebbaren Rollen. Die Lage der Knotenpunkte der kritischen Tourenzahl musste durch Probiren gefunden werden: er fand dieselbe experimentell für die Stellung der Rollen, bei welcher die minutliche Schwingungszahl am höchsten, in Uebereinstimmung mit dem oben entwickelten Satze, dass jedem Zusatz von Masse ausserhalb der Knotenpunkte eine Verlängerung der Periode entspricht.

Diese Anordnung verlangt motorischen Antrieb der Modellmaschine und giebt selbst für die kritische Tourenzahl ein nur angenähert richtiges Bild der Schwingungskurve. Zum Studium der Schwingungserscheinungen ist dieses Verfahren sonach noch weniger zu gebrauchen, wie die Schlick'sche Modellanordnung.

Die von mir verwendete Anordnung ist die folgende, welche ich mir Ihnen hier zugleich vorzuführen erlaube: (Fig. 31 und 31a.)

Ein Brett wird an zwei Punkten derart aufgehängt, dass es mit der hohen Kante seines Querschnittes vertikal steht. Als Maschine benutze ich, entsprechend unserer Zerlegung der periodischen Kräfte in harmonische,

---

[1]) Schlick: Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1894.

[2]) Mallock: Trans. J. o. N. A. 1895. On vibrations of ships and engines.

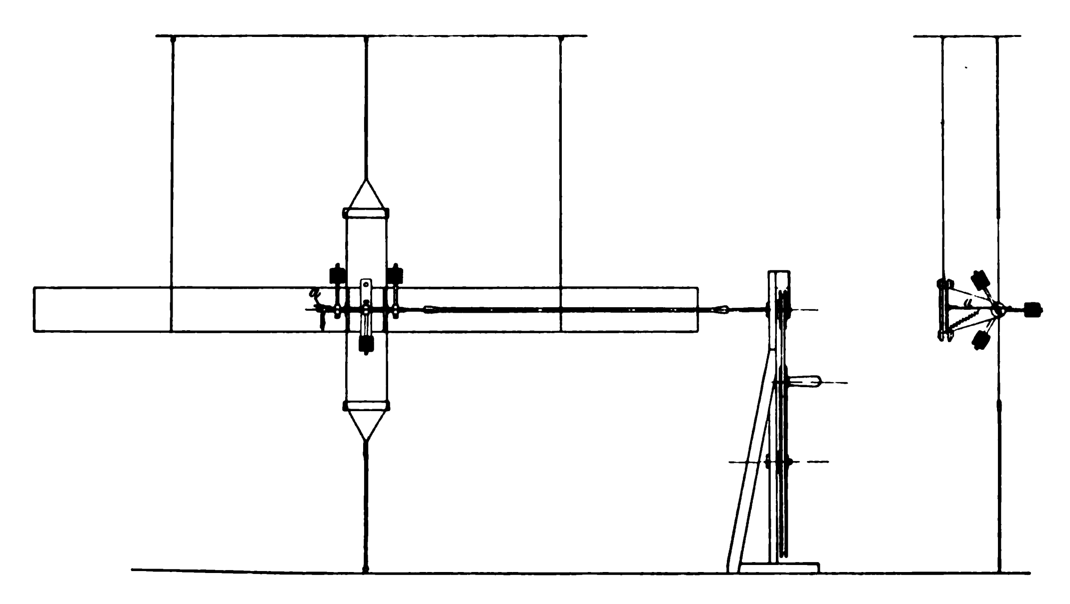


Fig. 31.



Fig. 31 a.

Gewichte, welche sowohl nach Amplitude wie Phase verstellbar und in der Längsrichtung verschiebbar auf der Welle angebracht sind. Die Welle ist in einem kleinen Holzbock gelagert, welcher derartig oben aufgehängt und nach unten festgemacht ist, dass die Aufhängeebene vertikal steht und durch die Wellenachse geht. Die vertikale Fussfläche des Bockes wird an das Brett befestigt.

Drehen wir nunmehr die Welle, so werden, wenn der Schwerpunkt der Gewichte ausserhalb der Wellenachse liegt, in der Wellenmitte Centrifugalkräfte auftreten. Die Vertikalkomponenten derselben heben sich in dem gespannten Faden des Bockes auf, die Horizontalkomponente wird auf das Brett übertragen und ergiebt — bei konstanter Winkelgeschwindigkeit der Welle — einen rein harmonischen Verlauf, wie wir solchen unseren Betrachtungen zu Grunde gelegt hatten. Da die Eigenschwingung des gespannten Fadens bei genügender Länge desselben nicht in Frage kommt, so erhalten wir Schwingungen unseres Modelles, welche genau den Vorgang der freien Schwingung wiedergeben.

Die Schwingungen können leicht aufgemessen werden, indem wir an der Unterkante des Brettes Schreibstifte anbringen, deren Spitze auf mit Russ, oder besser mit einer Mischung von Vaseline und Bleiweiss überzogenen, in Richtung der Stabachse sich verschiebenden Glastafel den sinusförmigen Verlauf der Schwingungsausschläge aufzeichnet. Die angegebene Salbe hat den Vortheil nicht zu schmutzen, sich ganz fein auftragen zu lassen und dem Schreibstifte keinen Widerstand entgegenzusetzen, was bei einer grösseren Anzahl Federn und bei der Empfindlichkeit dünner Planken sehr von Bedeutung.

Die Anregung zu dieser Anordnung verdanke ich Herrn Ingenieur E. Kühne, für dessen liebenswürdige Unterstützung bei Durchführung der Schwingungsversuche es mich an dieser Stelle zu danken drängt.

Die Tourenzahl der Maschine konnte bis zu 200 Touren durch Zählen gefunden werden: höhere Tourenzahlen wurden ermittelt, indem wir während einer bestimmten Anzahl von Sekunden Schnur auflaufen liessen: durch nachheriges Abwickeln derselben wurde die Tourenzahl bestimmt.

Die Phasenverschiebung zwischen der Kraft und ihrem Angriffspunkte ermittelte ich dadurch, dass ein Schreibstifthalter (a) drehbar in der Horizontalebene der Welle gelagert und über die mit einer Knagge versehene Welle

gelegt wurde. Ohne Knagge schrieb der Stift beim Schwingen des Brettes eine Horizontale auf eine transversal gestellte Tafel: nach Anbringen der Knagge hob sich der Stift plötzlich an bestimmter Stelle und zeigte so den Phasenunterschied zwischen der Kraft am prismatischen Stabe und ihrem Angriffspunkte.

Um die Wirkung der „freien“ Kraft zu studiren, ist noch eine andere Maassnahme erforderlich. Würde man ein homogenes Brett benutzen, so würde an der Stelle, an welcher die Maschine angebracht ist, eine Vergrösserung der Masse, bei einer Verschiebung der Maschine auf dem Brett eine wechselnde Massenvertheilung eintreten. Um solches zu vermeiden, ist der Stab in eine Anzahl von Theilen zu theilen, und in jedem einzelnen dieser das Gewicht der Maschine + halber Welle anzubringen. Setzt man dann an Stelle des Gewichtes die Maschine, so wird die Massenvertheilung nicht geändert und das Studium der Schwingungen unter alleiniger Einwirkung einer harmonischen Kraft ermöglicht.

In Fig. 32 sind vier Schwingungslinien, welche der allerersten Zeit der Versuche entstammen, wiedergegeben. Dieselben sind an einem Fichtenholzbrett von 2500×146×4,8 mm ohne weitere Zusatzmassen genommen: das Maschinengewicht wirkt sonach hier als Belastung. Man erkennt die vollkommene Uebereinstimmung der praktischen Resultate mit den durch Rechnung gefundenen Schwingungslinien des prismatischen Stabes in Fig. 12 und folgenden und ist insbesondere die zweite Schwingungslinie, auf welche schon oben verwiesen wurde, von Interesse.

Mit Hilfe dieser Versuchsanordnung lassen sich nunmehr unschwer Schwingungsform und Schwingungsperiode und bei bekannten Dämpfungswerthen mit Hilfe des zweiten Aehnlichkeitsgesetzes auch die Schwingungsausschläge absolut aus den Konstruktionsdaten vorher bestimmen. Zu dem Zwecke stelle man ein Brett her (am besten Cedernholz oder Stahlblech, bei dessen geringen Dämpfungskoëfficienten die kritischen Tourenzahlen schärfer zum Ausdruck kommen), dessen Querschnitte den Schiffsquerschnitten proportionale Trägheitsmomente besitzen, und dessen Massenvertheilung der des Schiffes ähnlich ist. Eine im Standpunkt der Maschine schwingende Masse giebt die Schwingungsform und mit Hilfe der Aehnlichkeitsgesetze die kritische Schwingungszahl und eventuell den Schwingungsausschlag des thatsächlichen Schiffes. Soll die Schwingungsform in aller möglichen Schärfe dargestellt werden, so ist die oben erörterte Transversalbewegung des Brettes in Abzug zu bringen. Mit Hilfe der so ermittelten Schwingungslinie kann

der Ausgleich für gewerthete Kräfte durchgeführt und das gefundene Rechnungsresultat sogleich an dem Modell auf seine Richtigkeit geprüft werden.

Ich habe für ein Fahrzeug sowohl die Rechnung (Fig. 6—9) wie auch die Modellversuche vollständig durchgeführt und erlaube mir Ihnen das benutzte Modell vorzulegen. (vergl. Fig. 31 a.)

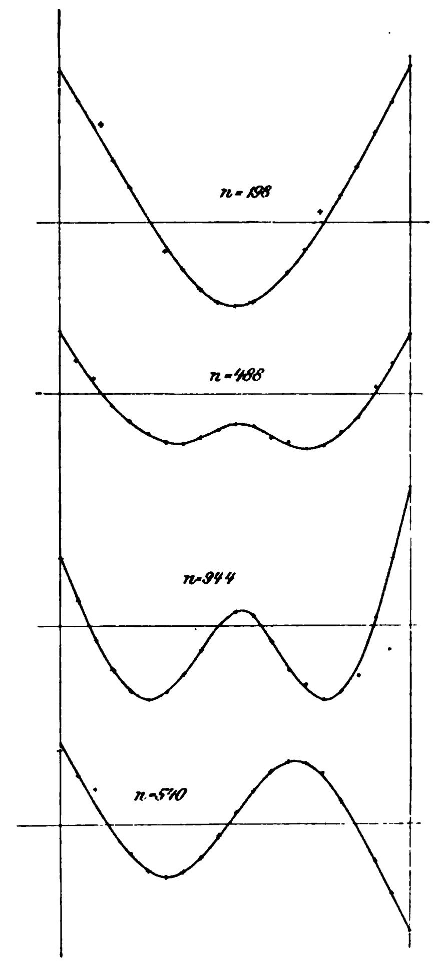


Fig. 32.

Die für dasselbe berechnete Schwingungszahl betrug, wie schon oben angegeben, n = 181, die beobachtete Schwingungszahl n = 183, also durchaus befriedigend übereinstimmend, ein Beweis für die Richtigkeit der Rechnung. Die sich durch das Aehnlichkeitsgesetz berechnende Schwingungszahl des Schiffes

ergiebt für E = 2 000 000 in dem ersten Beispiele n = 233, die beobachtete kritische Tourenzahl betrug 162, in dem zweiten Beispiele n = 147, die beobachtete kritische Tourenzahl betrug 78.

Mallock, welcher in seiner oben erwähnten Arbeit zum ersten Male die Schwingungszahl des Schiffes aus der eines Modelles zu berechnen suchte, giebt an, in dem von ihm behandelten Falle auf übereinstimmende Resultate gekommen zu sein. Da, wie schon erwähnt, die von ihm aufgestellte Formel unrichtig ist, erscheint mir diese Angabe nicht einwandfrei.

Den Grund der mangelnden Uebereinstimmung der aus den Modellversuchen berechneten mit der thatsächlichen Schwingungsperiode, vermag ich, bei dem nur geringen Einfluss des Wasserwiderstandes, nur in einer unrichtigen Wahl des Elasticitätskoëfficienten zu erblicken, als welchen wir keineswegs den des Materials selbst ansehen dürfen. Die Bewegung in den Nietverbindungen, die Reckung in den gebogenen Platten bei Zugbeanspruchung, die Knickung derselben bei Druckbeanspruchung usw. scheint den Koëfficienten vielmehr weit mehr zu erniedrigen, als nach den spärlichen bisher über den Gegenstand angestellten Untersuchungen[1]) anzunehmen war.

Ich halte deshalb Versuche zur Bestimmung des Elasticitätskoëfficienten der verschiedenen Typen für die Vorbedingung einer sicheren Vorausbestimmung der kritischen Tourenzahl, noch mehr als Vorbedingung der Vorausbestimmung des absoluten Schwingungsausschlages für diese Schwingungszahl aus den Modellversuchen.

Der Elasticitätskoëfficient des Modellbrettes bestimmt sich durch Aufmaass der durch eine gegebene Kraft an einem aus dem gleichen Brette gewonnenen Probestabe hervorgerufenen Durchbiegung.

Die hier skizzirte Anordnung kann durch Anwendung motorischen Antriebes, empfindlicher Registrirapparate etc. verbessert werden.

2. Studium an Bord des Schiffes.

Das Studium der Schwingungen an Bord der Schiffe wurde wieder zuerst von Schlick in Angriff genommen. Bereits im Jahre 1884 beschrieb er eine durch die Einfachheit der Herstellung bemerkenswerthe Vorrichtung um den absoluten Schwingungsausschlag zu messen. Dieselbe bestand aus einer am einen Ende am Deck befestigten, am anderen Ende mit einer Masse be-

[1]) Read & Stanbury: I. o. N. A. 1894.

schwerten Ruthe: die Bewegung der Masse relativ zum Deck ergab die Schwingungsausschläge.

Diese erste Versuchsanordnung hat durch den Yarrow'schen Vibrometer[1]) und den Schlick'schen Pallographen, (1892 Versuche auf Meteor) welch' letzterer die gleichzeitige Beobachtung von Vertikal- und Horizontalschwingungen gestattet, weitere Verbesserungen erhalten. Schwingungsmesser ähnlicher Konstruktion — Seismographen — sind auch sonst zur Bestimmung der

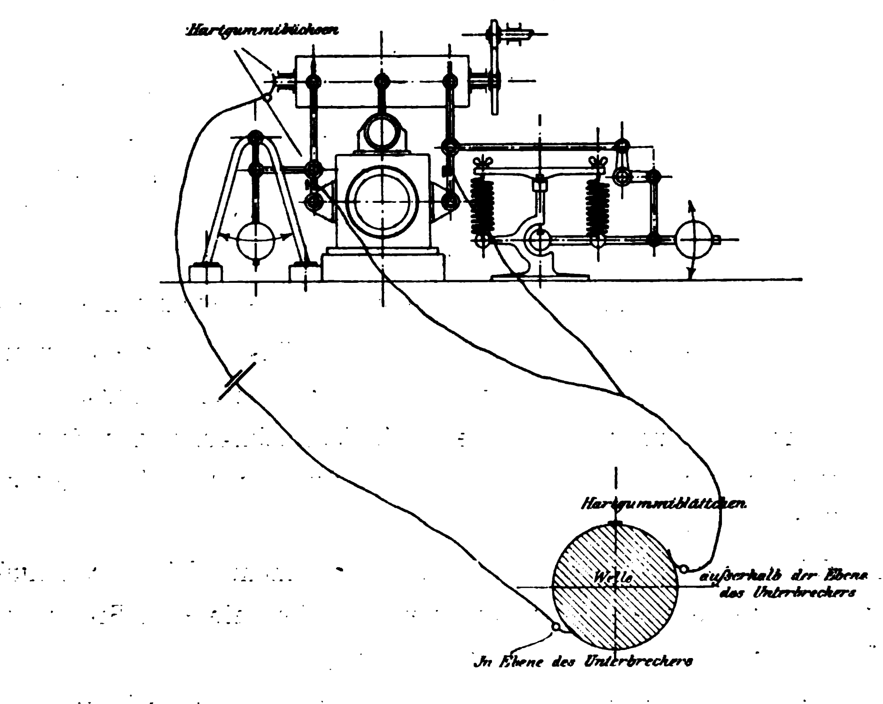


Fig. 33.

Schwankungen der Lokomotiven, Fuhrwerke, Brücken, Gebäude etc. alle nach dem gleichen Princip konstruirt worden.

Die Schiffsschwingungen sind — zumal in einer von der kritischen Schwingungszahl abweichenden Umdrehungszahl der Maschine — ausserordentlich schwer in ihre Einzeltheile zu zerlegen, wie wir aus den Betrachtungen des Kapitels VI gesehen haben. Von dem allergrössten Werthe zur Analysirung derselben ist ihre Orientirung zu der augenblicklichen Kurbelstellung. Dieselbe lässt sich unschwer in folgender Weise erreichen (Fig. 33):

[1]) Yarrow. J. o. N. A. 1892.

Man schalte den Aufmaassapparat[1]) derart in einen Stromkreis ein, dass der Strom durch den Zeichenstift zur Papiertrommel, von hier zur Kurbelwelle und von dieser wieder zu dem Zeichenstifte geht. Auf der Welle bringt man eine kleine Knagge derart an, dass dieselbe den Stromkreis für einen Augenblick öffnet. Bespannt man nun die Trommel mit dem bekannten Polprobepapier und schliesst den Stromkreis, so schreibt der Zeichenstift, so

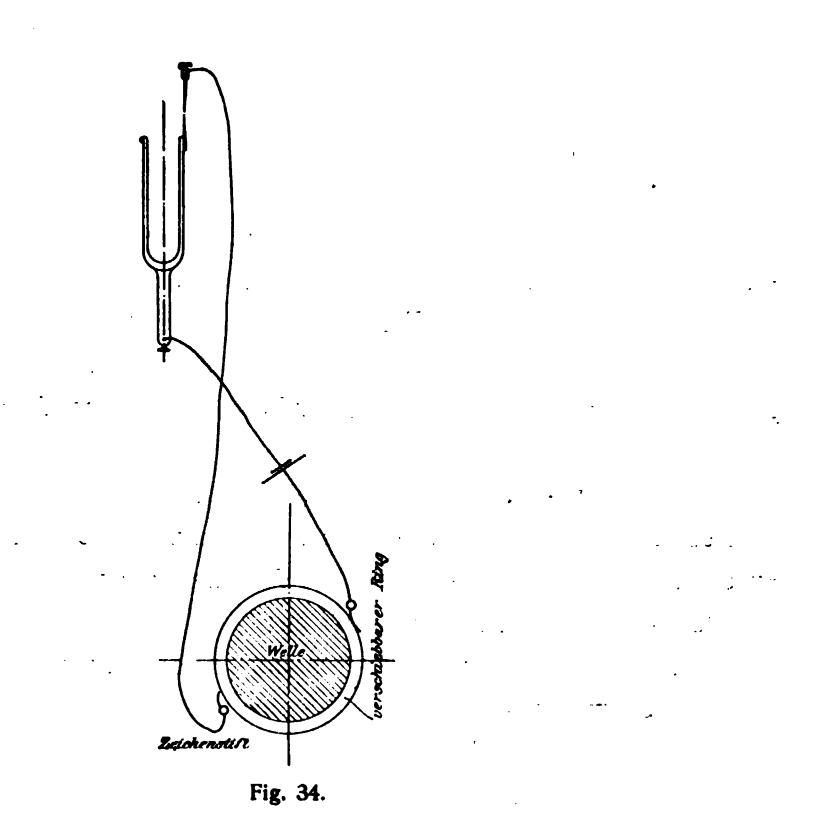


Fig. 34.

lange der Strom geschlossen bleibt, die Schwingungen des Fahrzeuges in der bekannten Sinoïdenform. In dem Augenblick, in welchem die Knagge den Strom unterbricht, entsteht in der Schaulinie eine Lücke, deren Stellung in der Sinoïde die relative Stellung von Kurbel und Schiffsschwingung angiebt.

Wird dieser Versuch für die kritische Tourenzahl angestellt, für welche, wie bekannt, die Kraft gegen die Schiffsschwingung um 90° versetzt ist, so

---

[1]) Die schematische Darstellung des Pallographen selbst ist der oben angeführten Arbeit von Berling entnommen.

können wir aus der Stellung des ausfallenden Punktes in der Sinoïde auf die Stellung der noch freien Kraft zur Kurbelwelle schliessen und so z. B. den Schraubenflügel ausfindig machen, dessen Steigungsverschiedenheit oder Massenungleichheit Ursache der Vibrationen ist. Wir können so die Stellung des Gegengewichtes finden, dessen wir bedürfen, um die Schwingungen zu tilgen etc.

Stellen wir mehrere Apparate über den verschiedenen Schotten auf und schalten sämmtliche in einen Stromkreis, so haben wir eine Versuchsanordnung, welche mir allein ein Studium der Schwingungen an Bord des Schiffes fruchtbar erscheinen lässt.

Eine ähnliche Anordnung lässt sich auch bequem zur Messung der Ungleichförmigkeit der Wellenumdrehung benutzen. (Fig. 34.)

Schalten wir nämlich eine Stimmgabel, deren eine Zinke eine Platinspitze erhält, in einen Stromkreis derart ein, dass der Strom von dieser Spitze zu einer ihr gegenüberstehenden überspringend durch einen Schreibstift, die mit Polprobepapier bespannte Welle, einen Abnehmer, zu der Stimmgabel zurückkehrt, so erhalten wir nach Anschlagen der Stimmgabel auf dem Polprobepapier eine Reihe von einzelnen Punkten entsprechend dem Durchgang der Zinke durch die Nulllage.

In dem Vorhergehenden habe ich versucht, der Lösung des Schwingungsproblemes so weit wie möglich näher zu kommen. Die Aufgaben, welche das Problem noch stellt, gehen über die Fähigkeit einer Einzelperson hinaus.

Als solche Aufgaben sehe ich an:

1. Den systematischen Vergleich von Modellversuchen mit Schiffsschwingungen,
2. Bestimmung des Elasticitätskoëfficienten der verschiedenen Schiffstypen, nothwendig zur Benutzung des ersten Aehnlichkeitsgesetzes,
3. Bestimmung der Gesetze und des Werthes des Dämpfungskoëfficienten K, nothwendig zur Benutzung des zweiten Aehnlichkeitsgesetzes,
4. Bestimmung der Gesetze des Wasserwiderstandes auf schwingende Stäbe.

Anhang.

Tafel zu l

	P
Ordinaten der Schwingungslinien Fig. 12 und 19 in cm	
Ordinaten der Momentenlinien Fig. 13 und 20 in cm	
y_0 in cm	
s in cm	
u in cm	
v in cm	
β	
ζ	
l in cm	
a_0 in cm	
n	
$\sqrt{\frac{E \cdot J}{G \cdot L^3}}$	
$\mathfrak{M}^2 \cdot dx$ in c	

…en Stabes: Kraft in Mitte.

	Punkt	16	17	18	19	20	21	22	23
Ordinaten der Schwingungslinien Fig. 14 und 17 in cm	0 u. 40	+ 19,81	+ 19,81	+ 19,81	+ 19,81	+ 19,81	+ 19,81	+ 19,81	+ 19,81
	1 u. 39	16,40	15,98	15,76	15,56	15,28	15,03	14,76	14,68
	2 u. 38	13,02	12,17	11,77	11,35	10,78	10,20	9,30	9,02
	3 u. 37	9,66	8,38	7,76	7,13	6,35	5,50	+ 4,27	+ 3,87
	4 u. 36	6,36	4,72	3,95	+ 3,12	+ 2,12	+ 1,04	— 0,47	— 1,02
	5 u. 35	3,13	+ 1,15	+ 0,23	— 0,68	— 1,88	— 3,07	4,70	5,26
	6 u. 34	+ 0,00	— 2,28	— 3,28	4,24	5,46	6,65	8,18	8,65
	7 u. 33	— 2,97	5,46	6,45	7,49	8,58	9,60	10,75	11,06
	8 u. 32	5,78	8,37	9,32	10,23	11,12	11,86	12,38	12,50
	9 u. 31	8,40	10,95	11,79	12,49	13,05	13,32	13,81	13,10
	10 u. 30	10,74	13,16	13,83	14,19	14,28	13,95	12,93	12,50
	11 u. 29	12,82	14,98	15,36	15,35	14,82	13,76	11,72	10,87
	12 u. 28	14,64	16,38	16,45	15,94	14,70	12,81	9,65	8,48
	13 u. 27	16,14	17,42	17,08	16,03	14,04	11,24	6,90	5,35
	14 u. 26	17,36	18,05	17,32	15,67	12,72	9,12	3,70	— 1,82
	15 u. 25	18,28	18,36	17,17	14,94	11,29	6 68	— 0,21	+ 1,88
	16 u. 24	18,94	18,39	16,74	13,97	9,52	4,15	+ 3,16	5,45
	17 u. 23	19,35	18,22	16,18	12,88	7,62	— 1,75	6,16	8,53
	18 u. 22	19,59	17,96	15,57	11,82	6,02	+ 0 31	8,55	10,95
	19 u. 21	19,65	17,66	15,08	11,07	5,02	1,73	10,14	12,52
	20	— 19,66	— 17,54	— 14,70	— 10,75	— 4,60	+ 2,26	+ 10,71	+ 13,06
Ordinaten der Momentenlinien Fig. 15 und 18 in cm	0 u. 40	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	1 u. 39	0,36	0,46	0,52	0,58	0,70	0,78	—	—
	2 u. 38	1.52	1,89	2,07	2,27	2,61	2,93	—	—
	3 u. 37	3,18	3,99	4,38	4,75	5,35	5,98	—	—
	4 u. 36	5,35	6,53	7,12	7,70	8,56	9,53	—	—
	5 u. 35	7.73	9,35	10,12	10,91	12,02	13,15	—	—
	6 u. 34	10,25	12,20	13,10	14,02	15,25	16,54	—	—
	7 u. 33	12,82	15,00	15,93	16,88	18,12	19,32	—	—
	8 u 32	15,25	17,45	18,34	19,22	20,28	21,24	—	—
	9 u. 31	17,32	19,43	20,20	20,92	21,70	22,10	—	22,06
	10 u. 30	19,13	20,85	21,37	21,62	21,84	21,78	21,00	20,53
	11 u. 29	20,44	21,52	21,64	21,48	21,10	20,23	18,40	17,68
	12 u. 28	21,20	21,32	20,92	20,28	19,15	17,46	14,60	13,54
	13 u. 27	21,30	20,21	19,16	17,97	15,96	13,56	9,80	8,40
	14 u. 26	20,78	18,16	16,42	14,34	11,72	8,70	+ 4,32	+ 2,79
	15 u. 25	19,32	15,06	12,59	9,92	6,47	+ 2,98	— 1,52	— 3,10
	16 u. 24	17,17	10,90	7,56	+ 4,27	+ 0,35	— 3,10	7,42	8,74
	17 u. 23	14,17	+ 5,80	+ 1,70	— 2,15	— 6,56	9,98	13,02	13,91
	18 u. 22	10,34	— 0 35	- 5,25	- 9,58	— 14,02	16,78	18,85	17,88
	19 u. 21	5,67	— 7,53	— 13,18	— 17,85	— 21,99	23,60	22,05	20,80
	20	0,00	— 15,67	— 22,05	— 26,90	— 30,26	— 30,15	— 25,05	— 22,34
y_0 in cm		19,81	19,81	19,81	19,81	19,81	19,81	19,81	19,81
s in cm		17,33	17,33	17,33	17,33	17,33	17,33	17,33	17,33
u in cm		40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00	40,00
v in cm		31,740	29,976	28,431	26,830	25,020	23,598	22,544	22,308
β		5	5	5	5	5	5	5	5
ζ		20	20	20	20	20	20	20	20
l in cm		118,34	133,66	140,84	147,96	158,30	168,64	182,76	187,50
a_0 in cm		— 6,831	- - 7,719	— 7,496	— 6,789	— 5,442	— 3,680	— 1,170	— 0,378
n $\sqrt{\frac{E \cdot J \cdot g}{G \cdot L^3}}$		376,65	492,32	561,67	641,63	756,44	883,96	1062 20	1123,90
$\mathfrak{M}^2 \cdot dx$ in cm^3		23718	25466	27911	31260	36010	39689	41676	41558

Die Entwickelung der Tieflade-Linien an Handelsdampfern.

*Vorgetragen von **Rud. Rosenstiel.***

Seit einer Reihe von Jahren beschäftigt deutsche nautische und mit der Schifffahrt in mehr oder minder engem Zusammenhange stehende Kreise die Frage, ob sich die Sicherheit zur See dadurch erhöhen liesse, dass für deutsche seegehende Schiffe eine Tieflade-Linie gesetzlich oder durch freiwillige Uebereinkunft eingeführt werde. Ebenso lebhaft, wie auf der einen Seite für die Ausführung dieses Gedankens eingetreten wird, bekämpft man ihn auf der anderen. Von den Gegnern wird nicht nur die Befürchtung laut, die zur Zeit vorhandenen Mittel und Wege zur Berechnung und Festsetzung einer Tieflade-Linie seien nicht derart, um den unbestreitbaren Ansprüchen auf Ausnutzung der Schiffe und des darin angelegten Kapitales gerecht zu werden, sondern es wird vornehmlich angeführt, diese Mittel dienten gar nicht dazu, die Sicherheit in der That zu erhöhen; denn sie berücksichtigten nicht solche Momente, die, nach Ansicht der Gegner, gerade am meisten in Rechnung gezogen werden müssten. Andererseits wird von denjenigen, die die ganze Frage einzig und allein als eine sociale betrachten, die Forderung nach einer Regelung dieser Materie um so ungestümer erhoben, als für einen grossen Theil dieser lediglich der Standpunkt gilt, agitatorisch zu wirken und unbekümmert um die Interessen des einen Theiles die des anderen wahrzunehmen. Vieles ist in den letzten Jahren geschehen, was wesentlich zu einer grösseren Sicherheit auf See beiträgt. Auf legislativem Wege neben dem internationalen Seestrassen-Recht, die grosse Umarbeitung des deutschen Auswanderer-Gesetzes, die erweiterten Bestimmungen der See-Berufsgenossenschaft zur Unfallverhütung, die Bestimmungen über Eintheilung und Verstärkung wasserdichter Schotten auf Passagier-Dampfern und, soweit es die praktische Seefahrt angeht, die hochbedeutsame, auf fakultativem Wege geschaffene Vereinbarung über Innehaltung bestimmter Fahr-Routen auf dem Nord-Atlantic. Man kann somit wohl nicht mehr behaupten wollen, dass die Schifffahrt

hinter anderen Gewerben in Bezug auf sociale Wohlfahrts-Einrichtungen zurückgeblieben ist, und es darf daher auch nicht Wunder nehmen, wenn im Deutschen Reiche eine entsprechende Gesetzgebung oder eine freiwillige Vereinbarung über eine Tieflade-Linie bisher nicht vorhanden ist. Andererseits lässt sich aber nicht leugnen, die ganze Frage ist eine ebenso bedeutsame sociale, wie wirthschaftliche, und sie wird erst dadurch zu einer technischen, dass eben die Technik die Mittel und Wege ergründen und weisen soll, um die wirthschaftliche mit der socialen Seite in Einklang zu bringen. Manches ist, wie ich schon erwähnte, in dieser Beziehung angeregt worden. Die verschiedensten Bemühungen haben aber bisher wegen der Schwierigkeit des Gegenstandes zu keinem Ergebnisse geführt, und wenngleich auch hin und wieder eine neue Anregung gegeben und ein neuer Versuch gemacht worden ist, die Frage zu regeln, so war sie doch nichts weniger als brennend. Hierzu ist sie erst im vergangenen Jahre geworden, als die Hamburg-Amerika-Linie, einer Anregung Seiner Majestät des Kaisers folgend, sich nach langen eingehenden Berathungen entschlossen hat, einmal zu versuchen, wie sich die bestehenden Principien in der Praxis ausnehmen würden und für ihre gesammte Flotte eine Tieflade-Linie einzuführen, die künftighin für die Beladung ihrer Seeschiffe die Maximal-Grenze darstellen sollte. Erneut ist die Frage jetzt in den Vordergrund getreten durch den in Mannheim gefassten Beschluss der See-Berufsgenossenschaft, dem das Reichs-Versicherungs-Amt inzwischen seine Genehmigung ertheilt und der mit dem 1. Oktober dieses Jahres in Kraft getreten ist. Hiernach übernimmt die See-Berufsgenossenschaft die Aufsicht über den Tiefgang der Seeschiffe. Um dies zu ermöglichen, muss jeder Kapitän der See-Berufsgenossenschaft für jede Reise einen Bericht einreichen, in dem er den grössten Tiefgang des Schiffes auf der betreffenden Reise, wie er durch Messung am Vor- und Hinter-Steven festgestellt ist, angiebt. Die See-Berufsgenossenschaft hat die Berechtigung, diese Angaben nicht nur kontrolliren, sondern auch auf Zweckdienlichkeit prüfen zu lassen und etwaige Missstände durch geeignete Maassnahmen abzustellen. Dieser Beschluss zeigt, dass die See-Berufsgenossenschaft Material für eine spätere weitere Bearbeitung sammeln will und diesem Bestreben kann nur der beste Erfolg gewünscht werden. Ohne der Entwickelung vorzugreifen, glaube ich aber doch sagen zu können, besonders bei Berücksichtigung analoger Vorgänge in England, auf die ich noch zurückkommen werde, dass dieser Beschluss schliesslich zur Bestimmung einer Tieflade-Linie führen wird. Die Behandlung des Themas vor diesem Forum

erscheint mir daher um so mehr geeignet, als den Mitgliedern der Schiffbautechnischen Gesellschaft damit Gelegenheit gegeben wird, vor endgiltiger Regelung einer so hochwichtigen Angelegenheit, die nicht nur die Interessen des gesammten Schiffbaues, sondern auch die der deutschen Rhederei berührt, sich Gehör zu verschaffen und sich eine Mitwirkung an der schliesslichen Festlegung zu sichern und dadurch gesetzgeberische Maassnahmen zu verhüten, die auf Einseitigkeit beruhen könnten. Unter diesen Umständen glaube ich wohl, wird es nicht uninteressant sein, den geschichtlichen Werdegang darzulegen, den die gleichartigen Verhältnisse in England durchgemacht haben, bis man zu der heute daselbst eingeführten gesetzlichen Tieflade-Linie gelangt ist. Ich möchte hierbei erwähnen, dass ich einen Theil dieses historischen Materials der ausserordentlichen Liebenswürdigkeit des früheren Chief-Surveyors of Lloyds, Mr. Benjamin Martell verdanke, dem ich hierfür verbindlichst Dank sage.

Professor Francis Elgar erwähnt in einem Vortrag, den er im Jahre 1885 vor der London Society of Arts gehalten, dass schon im Mittelalter in den italienischen Republiken, wo grosse Seeversicherungen abgeschlossen wurden, der Maximal-Tiefgang, über den hinaus Schiffe nicht beladen werden durften, gesetzlich festgelegt war.

Die Beladung englischer Schiffe ist auch schon in einer sehr frühzeitigen Periode Gegenstand gesetzlicher Maassnahmen gewesen. Unter Heinrich V. im Jahre 1422 wurde im Zusammenhang mit einer Bestimmung über die Vermessung verordnet: „That keels that carry coals at Newcastle shall be measured and marked“ und aus weiteren Bestimmungen geht hervor, dass diese Markung die Linie darstellte, bis zu der das Schiff mit dem an Stelle der Tonnage angegebenen Dead-Weight tauchte. Eine Bestimmung Charles' II. 1661 besagt: „That Commissioners should from time to time be appointed by His Majesty, his heirs, and successors, for admeasuring and marking all and every the keels and other boats &c. to be used for the carriage of coals in the port of Newcastle and all other places within the counties of Northumberland and Durham.“ Unter William and Mary, 1694, wurde verfügt: „The said admeasurements shall be by a dead-weight of lead or iron, or otherwise, as shall seem meet to the said Commissioners, allowing three and fifty hundred-weight to every chaldron of coals &c., and cause the said keels and boats so admeasured to be marked and nailed on each side of the stem and stern and midships thereof &c.“

Diese Messmethode, die ursprünglich nur für Newcastle, Northumberland and Durham bestand, wurde später auf alle britischen Häfen ausgedehnt.

Hiernach scheint es, als ob die Tonnage eines Schiffes in der damaligen Zeit durch die Dead-Weight-Tragfähigkeit ausgedrückt worden ist, mit einer Ausnahme, die 1719 in Bezug auf Schiffe gemacht ist, die Brandy oder sonstige Spirituosen beförderten. Da die Schiffe zu jener Zeit sehr gleichmässig und einfach in Form waren, kann man annehmen, dass die damalige Regel für Festlegung der Maximal-Ladelinie auf dem einfachen Grundsatz beruhte, pro Fuss Raumtiefe so und so viel Zoll Freibord anzunehmen.

1773 und 1786 bestimmten unter George III. erlassene Gesetze die erste allgemeine Regel für Vermessung von Fahrzeugen, wodurch es nicht mehr nöthig war, die Ladelinie für die Vermessung anzugeben; doch ist wahrscheinlich, dass die Rheder auch fernerhin die Beladung auf Grund der alten schon erwähnten Regel vornahmen.

Im Lloyd's Register Book von 1774, dem dritten bestehenden, befindet sich eine Rubrik, die bis 1834 beibehalten worden ist, über den Tiefgang der Schiffe: „The feet of the draught of water when loaded." Es ist nicht bekannt, wonach man und wer diesen Tiefgang bestimmte, und man darf wohl annehmen, dass er nicht als Kennzeichen der äussersten Beladungs-Grenze, sondern eher als ein Unterscheidungszeichen für die Grösse des Schiffes diente, und zwar an Stelle der damals noch nicht aufgeführten Hauptabmessungen. Bis zum Jahre 1834 ist diese Angabe in Lloyd's Register beibehalten worden, um dann der gegenwärtig noch üblichen zu weichen, und während dieser ganzen Zeit ist ausser in vereinzelten und besonderen Fällen, die auf dem See-Versicherungsgebiete liegen, nichts geschehen, was man als einen Versuch zur Regelung der Freibord-Frage ansehen könnte. Kurze Zeit nachher machte das „Committee of Lloyd's Underwriting Association" den Vorschlag, für die Beladung gewisser Klassen von Schiffen einen Freibord von 3 Zoll pro Fuss Raumtiefe als annähernde Richtschnur einzuführen. Diese Regel ist noch heute unter dem Namen „Lloyd's Rule" bekannt, und obgleich sie nicht die geringste Rücksicht auf die allgemeinen Grössen-Verhältnisse der verschiedenen Schiffe noch auf sonstige Eigenthümlichkeiten nimmt, ist sie bis in die 80er Jare hinein häufig benutzt worden und diente manchem Gerichtshofe in dem vereinigten Königreiche als Anhalt, wenn Streitigkeiten über Beladung von Schiffen vor dessen Forum zur Entscheidung gebracht worden sind. In der Zwischenzeit hatte sich auch für die Vertrauenspersonen der Liverpooler Versicherungsgesellschaften die Nothwendig-

keit ergeben, ihnen als Anhalt für die Beaufsichtigung der von Liverpool abgehenden und daselbst beladenen Schiffe eine Regel aufzustellen, nach der sie sich richten konnten und insbesondere erschien es wünschenswerth, eine gleichartige Regel für die verschiedenen Gesellschaften zu haben. Diese Regel, die natürlich auch auf sehr einfachen Grundsätzen beruhte, und so sich der als „Lloyd's Rule“ bezeichneten anschliesst, weicht insofern aber nicht unwesentlich davon ab, als sie zwischen Schiffen verschiedene Grössen unterscheidet und somit auch die Grösse des für nothwendig erachteten Freibordes verschiedenartig bemisst; sie variirt zwischen $2\frac{1}{2}$ Zoll bis 4 Zoll Freibord pro Fuss Raumtiefe für Schiffe von 10—26 Fuss Raumtiefe. (Noch heutzutage ist eine ähnliche Regel beim American Lloyd, der Norwegian Veritas etc. gebräuchlich.) Diese Regel war sodann nur für erstklassige Schiffe gedacht und die Vertrauenspersonen zogen, sofern sie andere Schiffe nach dieser Regel berechneten, nicht nur die Klasse, sondern auch das Alter, Sprung, Aufbauten und allgemeine Verhältnisse in Berücksichtigung und ebenso den Reiseweg, den das Schiff einschlagen sollte. Diese Rücksichtnahme auf besondere Verhältnisse war jedoch dem Takt des einzelnen überlassen, da keine bestimmten Regeln darüber existirten, und jedenfalls war der damals insbesondere für grössere Schiffe angenommene Freibord wesentlich höher, als er heutzutage ist. In dem ersten Viertel des 19. Jahrhunderts hatte sich das Verlangen nach einer Beaufsichtigung der Beladung von Seeschiffen noch nicht geltend gemacht, was wohl darauf schliessen lässt, dass entweder eine Ueberladung von Schiffen nicht vorgefallen ist, oder dass man keinen besonderen Werth darauf legte. Der Mangel irgend welchen statistischen Materials über die Beladung von Schiffen machte sich jedoch bemerkbar, als eine 1836 ernannte parlamentarische Kommission ihre Arbeiten aufnahm, um die Ursachen der vielen gemeldeten Schiffbrüche zu erforschen. Eben infolge des Mangels an Material gelangte die Kommission zu keinem anderen Resultate, als die Ansammlung von Daten über die übliche Beladung von Schiffen zu empfehlen. Sie fand jedoch wenig Gegenliebe; denn es wurde kein Gesetz erlassen, auf Grund dessen die Regierungsorgane hätten Material einfordern können, und die freiwillige Hergabe von Informationen, insbesondere solcher, die einem vielleicht selbst zum Schaden gereichen können, ist damals ebenso wenig beliebt gewesen wie heute. 1843 wurde ein neues Komitee zur Untersuchung der Schiffbrüche ernannt, das befürwortete, Schiffsunfälle sollten gemeldet und ein Untersuchungsverfahren darüber eingeleitet, also eine Art Seeamt gebildet werden. Ein darauf hin-

zielendes Gesetz wurde 1846 auch vom Parlamente angenommen und dadurch bestimmt, dass Unfälle von Dampfern gemeldet werden sollten, und gleichzeitig wurden die Behörden ermächtigt, über die Ursachen eines Verlustes eine Untersuchung anzustellen. 1850 wurde dieses Gesetz zugleich mit der Gründung des Marine-Departments des Board of Trade auf die Untersuchung über die Verluste aller Schiffe ausgedehnt.

Durch die Merchant Shipping Act von 1854 wurde das den Behörden ertheilte Recht wesentlich erweitert und verstärkt, indem es den für diese Betrachtungen bedeutsamen Punkt einführte, bei Untersuchung von Seeunfällen sollte, wenn irgend möglich, der vordere und hintere Tiefgang des betreffenden Schiffes festgestellt werden. Das war keineswegs einfach; denn damals bestand noch keine Bestimmung, wonach ein Schiff mit einer Tiefgangsskala am Vor- sowie Hintersteven versehen sein musste. Inzwischen hatte sich herausgestellt, was auch noch heutzutage ab und zu vorkommt, dass Rheder und Versicherer verschiedener Meinung waren über die Beladung der sie interessirenden Schiffe, und dass manches Schiff tiefer beladen wurde, als die Versicherungs-Gesellschaften für zulässig erachteten. Deshalb hielt es die London Salvage Association für angezeigt, durch ihre Surveyors die Aufmerksamkeit von Schiffern, Maklern und Rhedern auf Fälle zu lenken, wo Schiffe über das gebräuchliche Maass, 3 Zoll Freibord pro Fuss Raumtiefe, beladen worden waren. Es wurde verlangt, dass Auswandererschiffe ein Drittel ihres Tiefganges als Freibord haben sollten und Schiffe, die Regierungsmaterial zu befördern hatten, Freibord nach „Lloyd's Rule“ und solche, die Truppen beförderten, $3^1/_2$—4 Zoll Freibord pro Fuss Raumtiefe.

Ein bedeutsamer, ich glaube sagen zu dürfen der schwerwiegendste Schritt vorwärts wurde 1870 gethan, als sich das Verlangen nach einer Schiffskonstruktion zeigte, die ein Zwischending war zwischen Spar- und Awningdeck-Schiff und die Lloyd's als „Spardecked for Passengers only“ registrirten. Lloyd's verlangten für diese Art Schiffe von vornherein die Festlegung einer bestimmten Ladelinie, und zwar nach dem Grundsatz $1^1/_2$ Zoll Freibord pro Fuss Raumtiefe vom „Hauptdeck“ gemessen. Später werde ich noch Gelegenheit haben, auf die weitere Entwickelung dieses Punktes besonders zurückzukommen. Annähernd zur selben Zeit hielt es auch unsere Schwester-Gesellschaft, die Institution of Naval Architects, für angezeigt, der Freibordfrage ihre Aufmerksamkeit zuzuwenden und in einem Bericht an das Parlament ihre Gründe für die Einführung eines Minimal-Freibords darzulegen.

Was die Institution of Naval Architects vorgeschlagen, d. h. die Normen, die sie aufgestellt für die Berechnung des Freibords, sind freilich so weitgehend, dass es, von der Gegenwart aus betrachtet, nicht Wunder nehmen kann, wenn man den Vorschlägen nur geringe praktische Bedeutung beilegte. Und es ist wohl anzunehmen, dass die damalige Auffassung der Frage eine von der heutigen wesentlich verschiedene gewesen sein muss. In technischer Beziehung wollte die Institution of Naval Architects die Berechnung des Freibords von der Länge und Breite abhängig machen, ohne die Tiefe in Berücksichtigung zu ziehen. 1869, ich muss wieder ein Jahr zurückgehen, wurde im Parlamente ein Gesetz eingebracht, wonach der Tiefgang der den Hafen verlassenden Schiffe angemeldet werden sollte. Dieses Gesetz gelangte nicht zur Annahme, dafür aber 1870 ein anderes, die sog. „Merchant Shipping Code Bill“, die einen gleichartigen Passus enthielt und auch verlangte, dass jedes Schiff am Vor- und Hintersteven eine Tiefgangsskala haben müsse. Dieses Gesetz trat 1871 in Kraft und ermächtigte den Board of Trade, Beamte mit der Ueberwachung bezw. Feststellung des Tiefganges von Schiffen zu ernennen und verlieh diesen Feststellungen Beweiskraft.

In diesen Zeitraum fällt auch das Umsichgreifen einer ausserordentlichen, allgemeinen Agitation zu Gunsten einer sorgsameren Ueberwachung der Beladung von Schiffen und der Ermittelung seeuntüchtiger Fahrzeuge. 1872 erschien Mr. Plimsoll's Buch „Our Seamen“, und was bisher lediglich eine wirthschaftliche Frage gewesen, wurde mit einem Schlage zu einer vornehmlich socialen, die sich Jedermann zu entscheiden berufen fühlte. Und wie bei allen derartigen Agitationen, wollte man auch hier das Kind mit dem Bade ausschütten, und diejenigen, die lediglich auf ihren Blick hin entscheiden wollten, wie tief man ein Schiff beladen dürfe, waren die Helden des Tages. Plimsoll selbst war Philantrop, der gewiss das beste anstrebte und das ganze Gewicht seiner Persönlichkeit in der Oeffentlichkeit und im Parlamente einsetzte, um zu beweisen, dass irgend etwas geschehen müsse, um den von ihm geschilderten Zuständen abzuhelfen. Er selbst war kein Fachmann, und so konnte er denn auch keine bestimmten Vorschläge machen. — Diese Agitation zwang aber schliesslich die Regierung dazu, etwas zu unternehmen und es wurde die „Royal Commission on Unseaworthy Ships“ ernannt, die auch über eine Ladelinie berieth und zum ersten Male 1873 in einem vorläufigen Bericht ihre Ansicht kundgab, nämlich dahin, dass sie nicht empfehlen könne, auf Grund der bisher bekannten Regel, Verhält-

niss zwischen Freibord und Raumtiefe, eine allgemeine Einführung anzubahnen; sie behielt sich jedoch ein weiteres Eingehen auf die Sache vor und berichtete sodann 1874, dass man nur auf Grund eines Verhältnisses des eigentlichen zum Reserve-Deplacement zu einer Bestimmung der Ladelinie schreiten könne, wenngleich sie keine Möglichkeit sähe, allgemeine Regeln aufzustellen und es für schädlich halten müsse, solche durch Parlamentsakte zu bestimmen. Zur Ansammlung weiteren Materials empfahl sie aber die Eintragung der jeweiligen Freibordhöhe in das Journal, sobald das Schiff vollbeladen war und die Rapportirung desselben an die Zollbehörde oder im Auslande an den Konsul. Gleichzeitig wurde angeregt, auf jeder Schiffsseite in der Mitte vom Deck bis zur Wasserlinie eine Skala anzubringen, die man als Freibordskala ansehen muss. Inzwischen nahm die allgemeine Agitation immer grösseren Umfang an und ohne den genauen Bericht der betreffenden Kommission abzuwarten, wurde von der Regierung im Parlamente ein Gesetz durchgebracht, das verlangte, die Tiefgangsskala an den Steven, die das 1871er Gesetz eingeführt hatte, müsse an beiden Seiten dieser sitzen, und ferner, dass beim Verlassen eines Hafens der Freibord jedes Schiffes gemeldet werden müsse, ebenso wie der dazu gehörige Tiefgang. Die dem Board of Trade eingeräumte Befugniss, unseetüchtige Schiffe zurückzuhalten, wurde auf überladene und ungenügend beladene ausgedehnt. —

Hieraus, meine Herren, ersehen Sie, welcher Apparat nothwendig gewesen ist, um eine so einfache Sache, wie die Tiefgangsskala an den Steven einzuführen, und es kann nicht Wunder nehmen, wenn die Gegnerschaft gegen eine Tieflade-Linie im allgemeinen so gross ist.

Im nächsten Jahre (1875) wurden die Vorschläge der Royal Commission in Form eines Gesetzes im Parlamente vorgelegt, die Vorlage jedoch zurückgezogen und dafür eine andere durchgesetzt, die eigentlich das Unverständlichste in der ganzen Geschichte des Freibords sein würde, wenn sie nicht in der überaus starken und zum Theil wohl berechtigten Gegnerschaft der Rheder eine Erklärung fände, und wenn damals schon genügendes Material vorhanden gewesen wäre, um in gedeihlicher Weise zu einer Regelung der Angelegenheit schreiten zu können. Dieses Gesetz bestimmte, dass jedes transatlantische Schiff die Stellung seiner Decks aussenbords anmarken müsse, ebenso wie einen Kreis, der anzeigen sollte, wie weit der Eigner des Schiffes annahm, dieses beladen zu wollen. Die Entfernung der Marke vom Deck, also die Freibordhöhe, sollte vor der Ausklarirung gemeldet und in die Musterrolle eingetragen werden. Irgend einen Anhalt für die Bestimmung

dieser Marke gab das Gesetz nicht, und es war im Grunde genommen gleich, ob sie in der Lage der Kommandobrücke oder des Doppelbodens angebracht war. Wieder ein Jahr später (1876) wurden die eben erwähnten Bestimmungen auf alle englischen Schiffe ausgedehnt, ausgenommen solche unter 80 Tons und Yachten etc. Es war sogar angeordnet worden, dass auch fremde Schiffe der Beladungsklausel unterworfen seien. Das ist die vielgenannte „Plimsoll-Marke“, deren ganzer Erfolg illusorisch ist und die eigentlich das Gegentheil von dem erreichte, was man wollte; denn die eigentliche Sicherheit, die man doch zu schaffen vorgab, war trügerisch, schlimmer aber noch waren die Folgen.

Die Beamten des Board of Trade mussten eine Richtschnur haben, wonach sie bestimmen konnten, ob ein Schiff als überladen anzusehen sei oder nicht, und mangels bestimmter brauchbarer Regeln wandte sich der Board of Trade an das Committee of Lloyd's Register Society und an das Committee of the Liverpool Underwriters Registry mit der Bitte, sie in der Festlegung gewisser Elementargrundsätze für diesen Zweck zu unterstützen. Beide Gesellschaften fanden sich zu einer Diskussion der Frage bereit, es wurden auch einige Sitzungen abgehalten, schliesslich aber die Verhandlungen abgebrochen, weil Lloyd's Committee in der Diskussion eines der aufgestellten Punkte befürchtete, sich für die Zukunft vollständig festzulegen, was sie um so weniger wollten, als sie noch nicht im Besitz genügenden Materials zur Erörterung der Angelegenheit waren.

Wenn diese Kommission auch ihre Arbeiten unterbrechen musste, so hatte sie doch in den wenigen Sitzungen etwas geschaffen, was für die spätere Behandlung des Themas immer von Nutzen sein musste. Man hatte Grundsätze aufgestellt, von denen für die Berechnung einer Tiefladelinie ausgegangen werden sollte, und diese Grundsätze umfassen 7 Punkte nämlich:

1. die Konstruktion und relative Festigkeit des Schiffes,
2. das Verhältniss des festeingebauten Oberwassertheiles zum Unterwassertheile,
3. Form- und Grössenverhältnisse des Schiffes, Sprung, Festigkeit der einzelnen Konstruktionstheile und der Aufbauten,
4. für die Berechnungen von einem Schiffe auszugehen, das ein starkes gutgebautes Volldeckschiff von mittleren Grössenverhältnissen und geeignet sei, gut gestaut, trockene wie gegen Feuchtigkeit empfind-

liche Ladung zwischen allen Welttheilen bei jedem Wind und Wetter und unter allen Umständen sicher zu befördern,

5. ob und welche Reserveschwimmfähigkeit als Ausgangspunkt für die Berechnung des Freibords maassgebend sein soll,
6. dass unter Freibord die Höhe, d. h. des Decks über Wasser zu verstehen sei und
7. dass mit wachsender Grösse der Schiffe, unabhängig vom Reservedeplacement neben anderen Erwägungen die Freibordhöhe besondere Beachtung verdienen sollte. —

Das nächste Jahrzehnt brachte bedeutsame Umwälzungen im Schiffbau und bewies, wie recht Lloyds mit der Stellungnahme hatten, die sie 1876 eingenommen.

Lloyds selbst waren in der Zwischenzeit in ruhiger Weise vorgegangen und stachen dadurch hervorragend gegen das planlose Vorgehen im Parlamente ab.

Schon vorher hatte ich erwähnt, dass Lloyds 1871 für die unter der Bezeichnung „spardecked for Passengers only“ aufgeführten Schiffe eine Ladelinie verlangten. Dieser Typ ist sehr bald einem anderen geeigneteren gewichen, dem sogenannten Awningdeck-Typ. Da ein Awningdeckschiff nun äusserlich einem Glattdeckschiffe verzweifelt ähnlich sieht, wenngleich es sich in der Konstruktion des oberen Theiles wesentlich davon unterscheidet, verlangten Lloyds für die Klassificirung derartiger Schiffe von vornherein die Festlegung einer Tieflade-Linie, die in Form eines aufrechtstehenden Vierkantes mit einem Stab an jeder Seite und den Initialen L. R. an den Schiffsseiten gemarkt werden musste. Sie finden diese Marke weiter unten abgebildet. Mit der Festlegung dieser Marke, und zwar nach einem bestimmten System, war der Weg gewiesen, der eingeschlagen werden musste. Beinahe 12 Jahre hindurch hatten Lloyds diese Ladelinie-Bezeichnung mit gutem Erfolge, ohne nennenswerthe Gegnerschaft durchgeführt; es konnte daher kaum Wunder nehmen, dass nach einer Reihe von Jahren, 1880, der Board of Trade an Lloyds mit der Frage herantrat, ob nicht ein ähnliches Verfahren auch für andere Schiffe eingeschlagen werden könnte.

Schon vor der 1875 er Konferenz hatte Martell Tabellen veröffentlicht, die auf ähnlichen Principien beruhten, wie die später ausgearbeiteten; sie unterschieden sich vornehmlich aber darin, dass sie noch auf der Raumtiefe gegenüber der später eingeführten Seitentiefe basirten.

Durch den Abbruch der 1875er Konferenz war der Board of Trade in die Nothwendigkeit versetzt worden, für seine Beamten auf irgend eine Weise Grundregeln aufzustellen, infolgedessen der mit dem Board of Trade engverbundene Sir Digby Murray sogenannte Anhaltspunkte ausarbeitete, die diesem Zwecke dienen sollten. Sein Princip war, für Dampfer, je nach der Schiffslänge, pro Fuss Raumtiefe so und so viel Zolle als Freibord zu bestimmen, und zwar lagen die Grenzen zwischen Schiffen von unter 180 Fuss Länge bis 450 Fuss und der Freibord variirte zwischen 1,8 Zoll und 3,8 Zoll bezw. 2,2 Zoll bis 4,2 Zoll pro Fuss Raumtiefe vom Oberdeck gemessen. Für Spardeckschiffe wurde $^1/_3$ dieses Freibords, für Awningdeckschiffe $^2/_3$ gestattet; beide Maasse auf Raumtiefe vom Hauptdeck bezogen. Für Aufbauten waren gewisse Abzüge zulässig. Segelschiffe wurden nach ihrer Unterdecktonnage, zwischen 50 bis 2600 Tons liegend, eingetheilt und dabei noch in Kompositschiffe (Eisen und Hartholz) und solche aus weichem Holz getheilt. Späterhin wurde die Raumtiefe durch die Seitentiefe ersetzt und die Unterdecktonnage der Segelschiffe durch die Länge. Selbstverständlich änderte sich auch dadurch die Einheit für die Freibord-Bestimmung. Das schlimmste an diesen einseitigen Regeln war, dass sie eine vertrauliche Instruktion darstellten; denn das musste einen Sturm der Entrüstung hervorrufen, wusste doch kein Rheder, nach welchem Princip die Ueberwachung seines Schiffes stattfand. Schliesslich konnte der Board of Trade dem allgemeinen Drängen nicht länger widerstehen und übergab 1882 seine vertraulichen Instruktionen der Oeffentlichkeit, die scharfe Kritik daran übte. Kurze Zeit nachher veröffentlichten Lloyds neue von Mr. Martell bearbeitete Tabellen, nach denen Lloyds künftighin Freibordberechnungen anstellen wollten, sofern an sie ein bezügliches Verlangen herantreten würde. Diese Veröffentlichung kann man im gewissen Sinne zugleich als eine Entgegnung auf die Sir Digby Murray'schen Anhaltspunkte bezeichnen. Diese beiden von einander abweichenden Publikationen machten den bestehenden Zustand unhaltbar, um so mehr als der Board of Trade sich nicht um die Lloydstabellen kümmerte, so dass schliesslich ausserordentlich heftige und scharfe Auseinandersetzungen zwischen den Schiffahrtsinteressenten und dem Board of Trade stattfanden. Diesem unerquicklichen Zustande, der ausserordentlich schädigend und beunruhigend für die gesammte Rhederei war, musste auf irgend eine Art ein Ziel gesetzt und die Angelegenheit zur endgiltigen Entscheidung gebracht werden; so wurde denn im December 1883 vom Board of Trade das Cirkular erlassen, das die Ernennung eines „Load-Line-Committee“ bezweckte und das die Konstituirung

dieses bedeutsamen Komitees auch zur Folge hatte. Dem Komitee waren 3 Fragen gestellt:

1. ob es zweckmässig sei, allgemeine Regeln hinsichtlich der Freibord-Bestimmungen aufzustellen, die gefährliche Ueberladung zu verhindern im Stande seien, ohne die Schiffahrtsinteressen in ungerechter Weise zu beeinflussen?
2. wenn dies der Fall, welche der bestehenden Tabellen und mit welchen Abänderungen anzunehmen, bezw. was für andere sonst aufzustellen seien?
3. inwieweit solche Tabellen als feste Regeln zu gelten hätten, und welchen Grad von Unterscheidungsvermögen man den Beamten zumuthen müsse, die diese Tabellen benutzen sollen?

Nach zweijähriger, unermüdlicher und umfangreicher Arbeit erstattete das Komitee seinen Bericht, der in einer Bejahung der ersten Frage gipfelte, in Erledigung der zweiten umfangreiche Tabellen enthielt und sich zur dritten Frage dahin äusserte, dass unter gewissen Voraussetzungen diese Tabellen als feste Regeln gelten könnten. Die Regeln selbst stellen sich als eine Kombination der Martell'schen und Sir Digby Murray'schen Vorschläge dar, die von ihren Urhebern vor dem Komitee mit gleicher Ueberzeugungstreue und gleicher Meisterschaft glänzend vertheidigt worden sind.

Im Jahre 1890 wurden diese Tabellen gesetzlich anerkannt und bestimmt, dass die Freibordmarke, mit der jedes englische seegehende Schiff versehen sein müsse, auf Grund dieser Tabellen zu berechnen und festzusetzen sei.

1892 und 1898 sind einige Erweiterungen zu diesen Tabellen vorgenommen worden. Besonders das 1898er Komitee, das sich mit der Frage des „Winter North Atlantic Freeboard“ beschäftigte, hat einige sehr bedeutsame Aenderungen vorgenommen und einige Fragen von principieller Bedeutung entschieden. In erster Linie beschloss das Komitee, für Schiffe über 330 Fuss Länge sei ein besonderer Zuschlag für Winter North Atlantic nicht mehr nöthig und für solche unter 330 Fuss Länge genüge ein gleichmässiger Zuschlag von 2 Zoll. Es hat sodann die für diesen Zuschlag in Betracht kommende sogenannte „gefährliche Zone“ genauer bestimmt und zugestanden, dass denjenigen Schiffen, die erst im Laufe der Reise, also nicht direkt vom Abgangshafen in die gefährliche Zone einfahren, der bis dahin stattgehabte Verbrauch an Brennmaterial, soweit dadurch der sonst giltige Freibord nicht beeinträchtigt wird, zu gute gerechnet werden solle, sie also im Abgangshafen über die Winter North Atlantic Marke hinaus beladen

werden dürfen. Weiter hat das Komitee sich eingehend mit der Freibord-Bestimmung der Turret- und Trunkdampfer beschäftigt und für erstere bedeutend erweiterte und günstigere Bestimmungen erlassen.

Nachdem ich Ihnen so in grossen Zügen den geschichtlichen Entwickelungsgang bis zur Gegenwart darzulegen versucht habe, will ich des Näheren auf die Principien eingehen, die gegenwärtig für die Bestimmung von Freibordhöhen maassgebend sind. Vorher möchte ich jedoch noch den Standpunkt klarlegen, der für die Hamburg-Amerika-Linie bei der Bestimmung ihrer Tieflade-Linie maassgebend gewesen ist. Die Hamburg-Amerika-Linie sagte sich, dass die englischen Regeln naturgemäss auch auf die Tausende von Schiffen Anwendung finden, die in wilder Fahrt beschäftigt sind und für deren Konservirung herzlich wenig geschieht. Sie war der Ueberzeugung, dass für erstklassiges, modernes Schiffsmaterial wohl Modifikationen des englischen Systems zulässig seien. Um nun die Berechnung in vollständig einwandfreier Weise durchführen zu lassen, hat die Gesellschaft nicht ihre eigenen technischen Beamten damit betraut, sondern Herrn Direktor Middendorf vom Germanischen Lloyd gebeten, diese Arbeit zu übernehmen. Herr Direktor Middendorf hat sich mit grosser Liebenswürdigkeit dieser Mühe unterzogen und für jedes Schiff der Gesellschaft die Tieflade-Marke berechnet; diese Marke ist nunmehr bis auf 1—2 Schiffe an allen Seeschiffen der Gesellschaft angebracht worden und gilt als Maximal-Beladungsgrenze. Bei seinen Berechnungen hat Herr Direktor Middendorf dieselben Principien angenommen, die für die englischen Bestimmungen maassgebend sind; er hat jedoch die einzelnen Werthe modificirt und das Verfahren selbst wesentlich vereinfacht, er hat ferner die jahrelangen Erfahrungen der Gesellschaft mit ihren Schiffen mit in Berücksichtigung ziehen können. Dann aber war auch für die meisten Schiffe ein ausserordentlich umfangreiches Material verfügbar, das eine Prüfung auf die besonderen Verhältnisse jedes einzelnen Schiffes zuliess. Immerhin sind die Abweichungen von dem englischen System im Resultat recht gering und bei einer grossen Anzahl von Schiffen decken sich beide Werthe miteinander. Besonderen Werth aber legt die Hamburg-Amerika-Linie darauf, kundzugeben, dass sie keineswegs die Sache abgethan glaubt; sie ist vielmehr eifrig bemüht, weiteres Material zu sammeln, um festzustellen, ob und welche weiteren Modifikationen zulässig sind.

Es gereicht mir zur besonderen Genugthuung, Herrn Direktor Middendorf für seine umfangreiche, mühselige Arbeit im Auftrage der Hamburg-Amerika-Linie danken zu dürfen, und diesem Danke möchte ich den persön-

lichen hinzufügen für die mancherlei Unterstützung, die mir Herr Direktor Middendorf bei der Sammlung von Material hat angedeihen lassen.

Indem ich nun zur Erklärung der für die Festsetzung des Freibords üblichen Methode übergehe, erscheint es mir geboten, kurz darzulegen, was eigentlich unter Freibord verstanden wird, und welche Ansprüche man daran stellen muss, um durch ihn die äussere Seegefahr herabzumindern.

Allgemein versteht man darunter die Grenze, bis zu der ein Schiff im Maximum geladen werden darf, um unter allen Umständen den Seegefahren widerstehen zu können. Als Maass bezeichnet man damit die Höhe des Schiffskörpers, genauer des Konstruktionsdecks über der Lade-Wasserlinie, in der Mitte des Schiffes an der Seite gemessen, und zwar ist dieses Deck bei Volldeckschiffen mit oder ohne Aufbauten das Hauptdeck, auch häufig Oberdeck genannt, bei Spardeckschiffen das Spardeck und bei Awningdeckschiffen das nächste unter dem Awningdeck belegene.

Die Maass-Definition ist aber insofern nicht ganz richtig, als dadurch ein relativer Werth als ein absoluter hingestellt wird.

Die Schwimmfähigkeitsgrenze eines Schiffes ist bekanntlich in dem Momente erreicht, wo das Gewicht des Schiffes zuzüglich seiner Ladung ebenso gross oder grösser wird als das Gewicht des durch den eingetauchten Körper verdrängten Wassers. So lange nun ein derart beladenes Schiff in absolut ruhiger Lage bleibt, also durch keine äusseren Einflüsse eine Lagenveränderung erleidet, droht ihm auch keine Gefahr. Eine Gewichtshinzufügung aber würde es zum Sinken bringen, denn die Gleichgewichtslage gegenüber den ausgleichenden Wassermassen wird gestört.

Und so besteht denn auch die Hauptgefahr für jedes beladene Schiff, das sich in der eben geschilderten Gleichgewichtslage befindet, darin, dass überbrechende Seen und vornehmlich schnell aufeinander folgende auf Deck kommen, Decköffnungen sowie Luken etc. einschlagen und in den Schiffsraum eindringen, wodurch einerseits das Schiff, andererseits die Mannschaft stark gefährdet werden könnte. Dieser Gefahr begegnet man durch Schaffung eines genügend grossen, gleichmässig vertheilten Reserve-Deplacements. Und dieses Reserve-Deplacement kann wieder nur als ein Verhältniss zum eingetauchten bezw. zum Gesammtvolumen angesehen werden. Aus dem Reserve-Deplacement ergiebt sich, sofern man unter Vernachlässigung von Sprung, Balkenbucht, Aufbauten etc. vorgeht,*) die

*) Der gesperrt gedruckte Satz war in dem den Theilnehmern an der Versammlung zugestellten ersten Abdrucke des Vortrages nicht vorhanden.

Freibordhöhe nach der Formel:

$$D = L. B. t. d.$$

worin D das Reserve-Deplacement, L die Länge, B die Breite, d der Völligkeits-Koëfficient des Reserve-Deplacements und t die Freibordhöhe darstellt; t ist also thatsächlich ein relativer Werth.

Zur Bestimmung dieses relativen Werthes in der Praxis war es nothwendig, ein System zu finden, das ohne grosse Schwierigkeit und ohne Kosten auf die grosse Menge derjenigen bestehenden Schiffe angewandt werden konnte, die nicht über genaue Zeichnungen, insbesondere nicht über einwandfreie Deplacements-Skalen verfügen, und bei denen man also nicht das gewünschte Reserve-Deplacement auf Grund der Deplacements-Skala bestimmen kann. Dieses System besteht darin, dass man an Stelle des Gesammt-Deplacements auf Aussenhaut den Unterdecktonnengehalt bis zu dem Deck, bis zu dem die Tiefe gemessen ist, durch das Produkt aus der im Messbriefe angegebenen Länge, Breite und Tiefe dividirt. Der gefundene Quotient ist annähernd gleich dem Völligkeits-Koëfficienten des gesammten Deplacements, d. h. des Schiffskörpers bis zu dem genannten Deck und ist daher für diese Völligkeitsbestimmung praktisch gut zu verwenden, wie umfangreiche Rechnungen und Versuche gezeigt haben. Ausserdem sind für die Freibordbestimmung die Seitentiefe und die Länge als Leitzahlen angenommen, und zwar in einem Verhältniss von T : L wie 1 : 12. Die Bestimmung des Völligkeits-Koëfficienten als Leitzahl ist angenommen, um soweit wie möglich den verschiedenen Schiffsformen gerecht werden zu können. Dieses System, dessen Einführung dem schon mehrfach erwähnten Mr. Benjamin Martell zu verdanken ist, hat den grossen Vorzug, dass es amtliche, auf Grund eines einheitlichen Systems festgestellte Daten zur Grundlage nimmt, Daten, die überdies immer erhältlich sind. Diese Einheitlichkeit ist leider im Schiffbau nicht immer vorhanden, wird doch selbst unter dem so bekannten Konstruktionswerthe, Länge zwischen den Perpendikeln, in Deutschland etwas anderes verstanden, als in England.

Ich bitte Sie nun die Figuren No. 1—4 zu betrachten. Wenn Sie vorerst von der Annahme ausgehen, dass alle Schiffe höchstens nur ein gleich grosses Reserve-Deplacement nöthig haben und festhalten, dass dieses sich als ein Procentsatz des Gesammt-Deplacements darstellt, und Sie nehmen beispielsweise 20 % hierfür an, so muss sich in allen 4 Figuren der eingetauchte Theil zu dem darüber befindlichen wie 4 : 1 verhalten. Figur 1 zeigt Ihnen ein Viereck als grösste der in Betracht gezogenen Formen und die schraffirte

Fläche repräsentirt 20 % des Gesammtinhaltes. Durch weitere Rechnung ergiebt sich dann eine Freibordhöhe von 0,25 t. Nehmen Sie dann die etwas schärfere Form an, also den Querschnitt in elliptischer Gestalt (Figur 2), so stellt sich die Freibordhöhe auf 0,1963 t, und bei noch schärferer Form, dem Querschnitte, dessen Seiten Parabelbögen darstellen (Figur 3), auf 0,166 t, um schliesslich beim Dreieck auf 0,125 t zu kommen und damit den kleinsten Werth zu erreichen. Bei der Entwickelung der Gleichungen für die eben

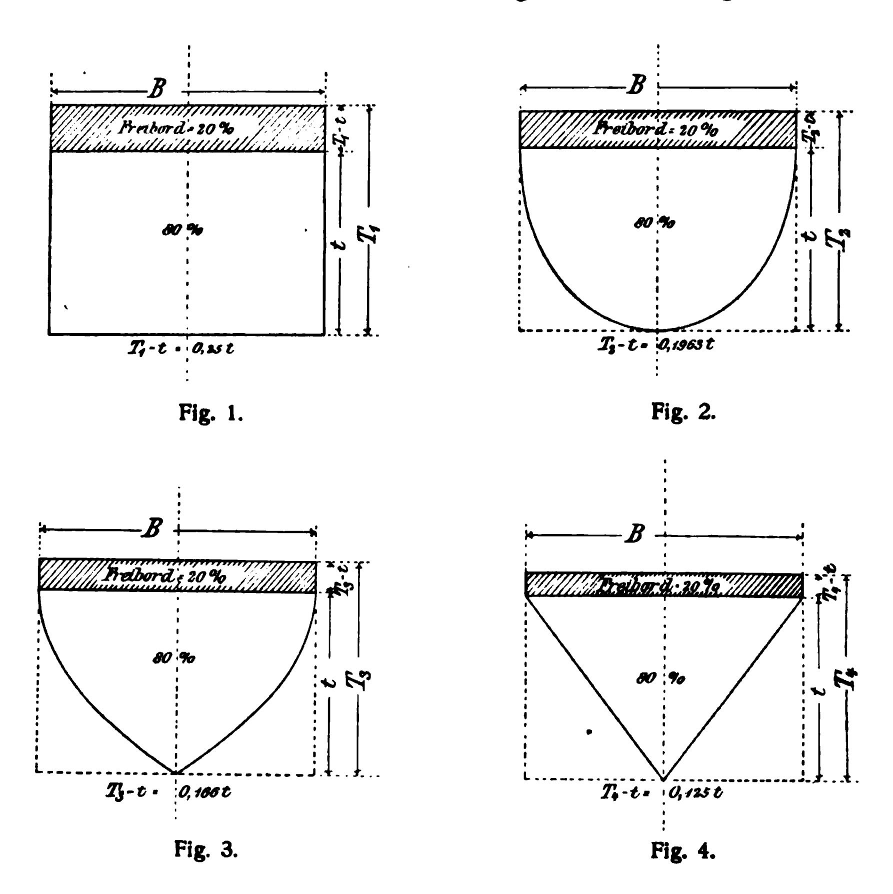


Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4.

beschriebenen Figuren zeigt sich aber noch das Eine, dass sich die Breite stets forthebt, so dass sie also hier nicht in Betracht kommt, so eigenartig dies auch für den ersten Moment erscheinen mag. Ich glaube nun, aus diesen Entwickelungen die Sätze ableiten zu dürfen:

1. dass, abgesehen von dem Einflusse auf die Stabilität, die Breite eines Schiffskörpers keinen Einfluss hat auf die Freibordhöhe, sofern man diese aus dem Reserve-Deplacement ableitet,

2. dass die Freibordhöhen wachsen mit der Völligkeit des eingetauchten Körpers, und

3. dass ähnlich geformte Schiffe von verschiedener Breite, gleichem Tiefgange und gleichwerthigem Freibord, d.h. gleichwerthigem Reserve-Deplacement, die gleiche Freibordhöhe haben, unabhängig von Länge und Breite.

Bei Innehaltung des gleichen Völligkeits-Koëfficienten würde hiernach an und für sich keine Vergrösserung des Reserve-Deplacements und somit auch der Freibordhöhe nöthig sein. Mit Rücksicht auf die Bedienungsmannschaft des Schiffes nimmt man aber eine Vergrösserung der Freibordhöhe und dadurch auch des Reserve-Deplacements mit zunehmender Länge an, um einen gleichwerthigen Sicherheitsgrad zu behalten, und es bleibt zu untersuchen, ob und inwieweit dies berechtigt ist.

Hierzu ist ein Schiff von ca. 131 m Länge, 16,50 m Breite und 9,45 m Seitentiefe gewählt worden, das durch Annahme einer vergrösserten Spantdistanz um 30 m verlängert und durch Einführung einer verkleinerten Distanz um ebensoviel verkürzt worden ist, so dass verglichen wird zwischen Schiffen von ca. 101, 131 und 161 m Länge. Alle drei Schiffe besitzen bei dem für alle beibehaltenen Tiefgang von 7,45 m auf ebenem Kiel, den gleichen Völligkeits-Koëfficienten von 0,778 und die gleiche Seitenhöhe, und zwar entspricht der genannte Tiefgang von 7,45 m dem für das 131 m lange Schiff berechneten Maximal- bezw. Freibordtiefgange.

Die drei Schiffe sind nun, wie die Figuren 5—9 darstellen, auf eine Welle von 122 m Länge und 7 m Höhe, die also im Verhältnisse von Höhe zu Länge wie 1 : ca. $17^1/_2$ steht, gesetzt worden. Die Welle ist als einfache Trochoïdenwelle gedacht und das recht ungünstige Verhältniss der Höhe zur Länge gewählt worden, um den Einfluss der Schiffslängen auf die Tiefgangsunterschiede recht deutlich hervortreten zu lassen.

In allen dargestellten Fällen tauchen die Schiffe so tief, dass unter Berücksichtigung der durch ihren Deplacements- und Systemschwerpunkt bedingten Gleichgewichtslage ihr Deplacement in den Wellen dem bei 7,45 m Tauchung in ruhigem Wasser erreichten entspricht.

Figur 5 stellt die Schiffe dar, wenn sie mit ihrer Mitte auf einem Wellenberge ruhen, also vornehmlich in der Mitte getragen werden; in Figur 6 rücken sie um soviel nach vorn, dass sich der Wellenkamm unter der Mitte des Hinterschiffes befindet. Bei fernerem Vorrücken, (Fig. 7), liegen sie mit ihren Mitten im Wellenthal, werden also nunmehr hauptsächlich an beiden Enden getragen, um bei nochmaligem Vorrücken, wie es Figur 8 zeigt, den Wellenkamm unter der Mitte des Vorschiffes zu haben, sowie dann schliesslich wieder in die durch Figur 5 bezw. 9 dargestellte Lage überzugehen.

Betrachtet man die verschiedenen Situationen, so wird man finden, dass zur Aufrechterhaltung desselben Deplacements naturgemäss eine Tiefgangsregulirung stattgefunden hat und dass, beim Wellenberg in der Mitte, das längere Schiff die grössere Tauchung aufweist und somit der Wellenkamm auch die grössere Höhe an der Bordwand erreicht. Bei der Lage, Wellenkamm unter der Mitte des Vorschiffes, erscheint auch das 131 m lange Schiff gegenüber dem 101 m langen mehr gefährdet, wohingegen das längste schon über die gefährliche Situation hinaus ist. Es folgt hieraus, dass in der That, innerhalb gewisser Grenzen, aber nur dann, aus Gründen der Sicherheit für die Bedienungsmannschaft ein grösseres Reserve-Deplacement und somit auch eine grössere Freibordhöhe wünschenswerth ist. Sobald die Schiffe aber im Verhältniss zu einer bestimmten Welle eine gewisse Grenze erreicht haben, erscheint eine Vergrösserung nicht mehr nothwendig, vielmehr könnte man sogar den Procentsatz wieder verringern.

Gleichzeitig zeigen die Figuren aber, welcher Werth dem Sprunge und den bis an die Bordwand geführten Aufbauten beizumessen ist.

Auffällig, wenn auch sehr leicht erklärlich, ist nun die Verschiedenheit der Tauchungsunterschiede bei den Schiffen, sowohl zwischen Wellenberg und Wellenthal, als auch zwischen den einzelnen Schiffen selbst. Man ersieht aus den Figuren, dass in den beiden extremen Lagen, Wellenberg bezw. Wellenthal in der Mitte des Schiffes, der Tauchungsunterschied bei dem kürzesten Schiffe der grösste und beim mittleren der geringste ist, und hieraus ergiebt sich die ungefähre Grenze, bei der eine Vergrösserung des Reserve-Deplacements, bezw. der Freibordböhe nicht mehr nöthig erscheint.

Ueber diesen Punkt habe ich genaue Untersuchungen angestellt, zu deren Erläuterung die Figuren 10—12 dienen, die Tiefgangs-Diagramme darstellen für Schiffe verschiedener Längen und in drei verschieden grossen Wellen liegend, und zwar in den extremen Lagen entweder grade auf dem Wellenberg oder im Wellenthale.

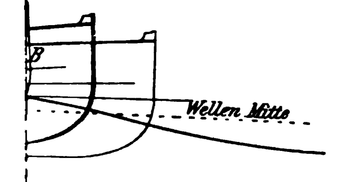
An erster Stelle ist eine Welle von 122 m Länge und 7 m Höhe angenommen, in die 9 bezw. 12 verschiedene Schiffe von $^1/_2$ Wellenlänge bis zu 3 Wellenlängen, also von 61 m bis zu 366 m Länge, so tief tauchen, dass ihre Wasserverdrängung gleich der im ruhigen Wasser bei 7,45 m Tiefgang festgestellten entspricht. Sämmtliche Schiffe haben auch hierbei den gleichen Völligkeits-Koëfficienten von 0,778.

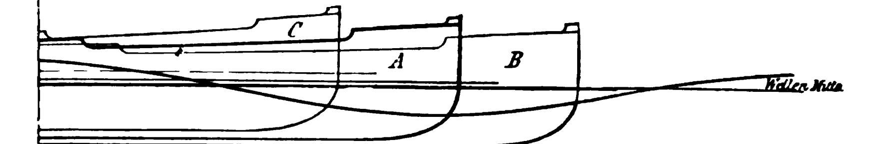
Die Schiffslängen sind nun als Abscissen, die für jedes Schiff ermittelten Tiefgänge aber als Ordinaten von der als Wellenmitte bezeichneten Achse

Wellen Mitte

Wellen Mitte

Wellen Mitte





Rosenst. 312 a.

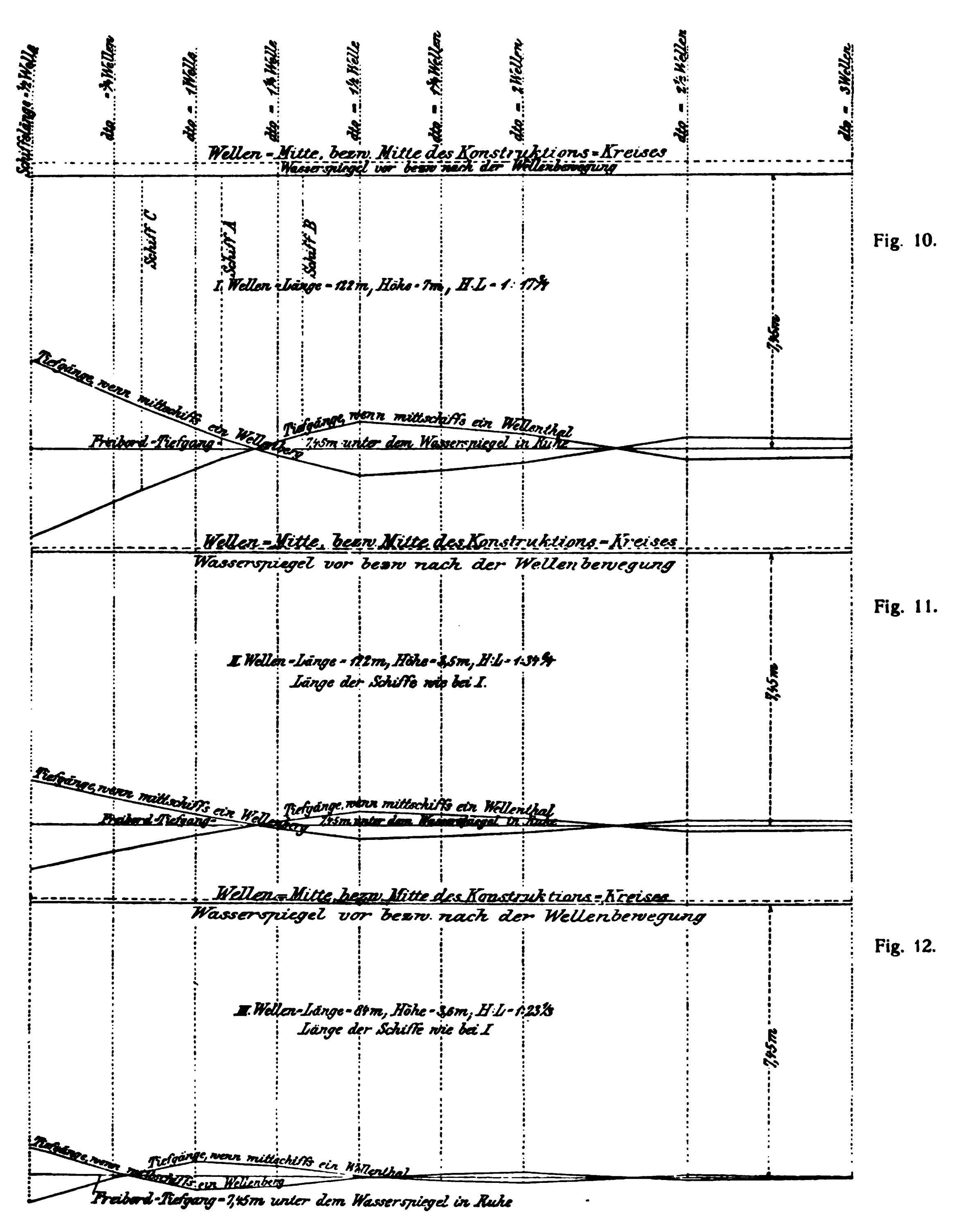


Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 12.

abgesetzt worden. Die so erhaltenen Tiefgangspunkte unter einander verbunden, ergeben je eine Kurve für die Tiefgänge im Wellenberg und im Wellenthal.

In gleicher Weise sind in der zweiten Figur die Tauchungen gleich langer und gleich völliger Schiffe, und zwar derselben, die eben beschrieben worden sind, in Wellen von derselben Länge, nämlich 122 m, aber nur von der halben Höhe, gleich 3,50 m, also im Verhältniss von Höhe zu Länge wie 1 : ca. 35 aufgetragen.

Dasselbe gilt von der dritten Figur. Auch hier haben die Schiffe die gleiche Länge und Schärfe wie in den anderen beiden Fällen, nur ist die Welle kürzer angenommen, nämlich zu 84 m bei 3,60 m Höhe, also im Verhältniss der Höhe zur Länge wie 1 : $23^1/_3$. Diese letzteren Abmessungen dürften der Mehrzahl der vorkommenden Fälle am meisten sich nähern.

Aus einer Betrachtung der Kurven wird leicht klar, dass sich die Tiefgangskurven für die Lage auf dem Wellenkamme und im Wellenthale nahezu symmetrisch um eine Gerade winden, die in einem bestimmten Abstande parallel zur Verbindungsgeraden der Wellenmittel läuft. Diese als Achse der Tiefgangskurven anzusehende Gerade bezeichnet aber nichts anderes als den Tiefgang der einzelnen Schiffe von der zur Ruhe gelangten Wasseroberfläche gemessen, und sie bildet gewissermaassen die Kontrolle, ob die ausgeführte Rechnung richtig ist.

Das Wellenmittel deckt sich mit dem Wasserspiegel im Ruhezustand. Dies ergiebt sich aus der Konstruktion der Trochoïdenwelle; denn die Querschnittsfläche des Wellenberges ist kleiner als die des Wellenthales, demnach wird, wenn die Welle zum Ausgleich kommt, der Wellenberg nicht das Wellenthal ausfüllen, sondern noch ein Fallen des Wasserspiegels gegenüber dem Wellenmittel bedingen. Dieses Fallen beträgt bei der Welle von 122 m bei 7 m ca. 315 mm, bei der von 122 m bei 3,50 m ca. 80 mm und bei der 84 m langen und 3,60 m hohen ca. 120 mm. Die Symmetrie-Achsen der Tiefgangskurven sind nun von dieser Ruhelage des Wassers um 7,45 m, dem angenommenen Tiefgange der Schiffe im ruhigen Wasser, entfernt.

Die senkrechten Entfernungen je zweier Punkte auf den Tiefgangskurven für Berg und Thal geben die Grösse des senkrechten Hebens und Senkens eines Schiffes von der zu den Punkten gehörigen Länge auf dem Wege vom Wellenberge zum Wellenthale und umgekehrt an. Es treten nun Kreuzungspunkte zwischen den Berg- und Thalkurven auf, und aus diesen lässt sich schliessen, dass Schiffe, die eine durch den Kreuzungspunkt festgestellte Länge haben, in der betreffenden Welle keine senkrechte Gesammtbewegung ausführen werden.

Die Kreuzung der Kurven erfolgt in bestimmten gleichen Intervallen, die unabhängig von der Schiffslänge und Schärfe, nur von der Wellenlänge abhängig scheinen.

Aus dem Verlaufe der Tiefgangskurven ersieht man ferner, dass die Tiefgangsunterschiede bei zunehmender Schiffslänge nach und nach geringer werden, sowohl innerhalb dieser Intervalle, wie auch innerhalb der Endpunkte der dargestellten Kurven, sofern man sich diese durch eine Gerade verbunden denkt, und dass also schliesslich, bei imaginär langen Schiffen von 5 bis 6 facher Wellenlänge anfangend, die Kurven für Berg und Thal mit der Achse nahezu zusammenfallen würden.

Endlich aber lässt sich aus den Tiefgangskurven noch für die Freibord-Bestimmung ableiten, dass über eine gewisse Grenze hinaus eine Vergrösserung des Reserve-Deplacements und somit der Freibordhöhe nicht mehr nöthig, vielmehr eine Reduktion wieder zulässig sein dürfte.

Aus den drei verschiedenen Diagrammen geht übereinstimmend hervor, dass die Kurve für die gefährlichste Situation — Wellenkamm mittschiffs — eine tiefste Stelle besitzt, von der sie wieder aufsteigt, um eine solche Tiefe nicht wieder zu erreichen. Diese tiefste Stelle fällt bei den grossen Wellen mit der Schiffslänge von ca. 185 m, bei der kleineren mit einer solchen von ca. 125 m zusammen, im Mittel also mit einer Schiffslänge von ca. 150—160 m.

Damit wäre also die Grenze erreicht, bis zu der man, soweit die angezogenen Schiffe und die dafür angenommenen Wellen in Betracht kommen, den Freibord vergrössern müsste und von wo man ihn wieder verringern könnte, und zwar weil die Tiefgangskurve für den Wellenkamm von hier ab wieder ansteigt. Dies ist aber um so eher angängig, als Schiffe von über 160 m Länge schon aus praktisch konstruktiven Gründen mittschiffs eine solche Höhe besitzen, dass iede Gefahr für die Schiffsbedienung, selbst in den extremsten Fällen, ausgeschlossen erscheint.

In den eben beschriebenen Untersuchungen handelt es sich um Schiffe von gleichen Völligkeits-Koëfficienten und gleicher Seitentiefe bei wachsender Länge, also um Schiffe, bei denen das Verhältniss der Seitentiefe zur Länge variirt und die demnach nach den englischen Freibordregeln einen besonderen Zuschlag für die Länge erhalten müssten. Da mir aber an der Richtigkeit der englischen Methode Zweifel aufgetaucht sind, habe ich ferner untersucht, wie sich Schiffe gleicher Abmessungen und gleichen Verhältnisses zwischen Gesammt- und Freibord-Volumen wie die eben genannten, aber mit ab-

weichendem Völligkeits-Koëfficienten im Wellenberge als der gefährlichsten Lage in Bezug auf die Tauchung und die freibleibende Seitenhöhe verhalten würden.

Ich habe nun gefunden, dass das schärfere Schiff in einem Wellenberge ebenfalls um so tiefer eintaucht, je länger es ist. Aber auch hier ist festzustellen, dass die bei den andern Schiffen erwähnte Längengrenze beim Tiefertauchen des schärferen Schiffes nicht überschritten wird, und dass dieses Tiefertauchen mindestens in demselben Verhältniss vor sich geht wie beim völligeren Schiff.

Bei Besprechung der Querschnittsformen habe ich ausgeführt, dass ein völligeres Schiff im ruhigen Wasser eine grössere Freibordhöhe haben muss, um procentuell den gleichen Freibord zu haben wie das schärfere Schiff; diese grössere Freibordhöhe behält das völligere Schiff nun auch in der gefährlichsten Situation, im Wellenberge mittschiffs.

Hieraus lässt sich aber ableiten, dass es unrichtig ist, den oben bezeichneten Zuschlag für die Länge in gleicher Weise für völlige wie scharfe Schiffe anzunehmen und ferner, dass es sehr wohl angängig sein dürfte, völligeren Schiffen überhaupt einen geringeren Procentsatz an Reserve-Deplacement zuzugestehen als scharfen.

Bisher ist untersucht worden, inwieweit der Grundsatz, die Freibord-Bestimmung auf Grund eines Verhältnisses des Reserve-Deplacements zum Gesammt-Deplacement vorzunehmen, Existenzberechtigung hat und inwieweit man einerseits der Völligkeit und andrerseits der Länge des Schiffskörpers auf die Grösse des Reserve-Deplacements Einfluss zuschreiben kann und muss. Es bleibt nun zu untersuchen, wie gross überhaupt der Procentsatz des Gesammt-Volumens sein sollte, um als Reserve-Schwimmkraft ausreichend zu sein und dem Schiffe den nothwendigen Sicherheitsgrad zu verleihen, bezw. wonach man denselben bestimmt.

Die gegenwärtigen Vorschriften des Board of Trade nennen für die verschiedenen Schiffsgrössen Procentsätze, die von 20,4 % bis 35,8 % variiren; ich habe aber nicht feststellen können, auf welcher andern Grundlage als auf Rückschlüssen diese Procentsätze aufgebaut sind. Es ist zweifellos ausserordentlich schwierig, diesen Procentsatz zu bestimmen, und für die grosse Menge fahrender Schiffe wüsste ich auch nicht, welch' besserer Weg einzuschlagen wäre, als Rückschlüsse aus den Tiefgängen zu ziehen, bis zu denen man diese Schiffe beladen hat. Anders aber bei neuzuerbauenden Schiffen. Wie ich schon nachgewiesen habe, wäre es an und für sich nicht

nöthig, für längere Schiffe ein grösseres Reserve-Deplacement einzuführen, wenn nicht die veränderte Tauchung eine Erhöhung des Sicherheitsgrades innerhalb gewisser Grenzen erwünscht erscheinen liesse. Wie gross dieses Reserve-Deplacement sein sollte, dafür gewähren vielleicht die Grundsätze einen gewissen Anhalt, die man für die Unsinkbarkeits-Berechnung von Schiffen aufstellt und die eine allgemeine Festlegung erfahren haben in den Vorschriften der Deutschen See-Berufsgenossenschaft über die Anordnung und Konstruktion wasserdichter Schotten für Passagierdampfer in transatlantischer Fahrt. Unter Passagierdampfern sind hierbei alle die Dampfer verstanden, die ausser der Mannschaft in der Regel mehr als 50 Passagiere befördern. Je nach der Grösse und der Art der Schiffe werden die Voraussetzungen gestellt, die erfüllt werden müssen, und es däucht mir, dass in einem derartigen System der Weg zu erblicken ist, der bei Bestimmung des Reserve-Deplacements maassgebend sein sollte, um so mehr, als die Bestimmung des Maximal-Tiefganges auf Grund eines Verhältnisses dieses Tiefganges zur Seitenhöhe (bis zum Schottendeck) erfolgt, somit also auch eine freibleibende Seitenhöhe von vornherein berücksichtigt wird.

Bei dem heutigen System der Freibord-Bestimmung kommt lediglich das Gesammt-Volumen in Frage, die Vertheilung desselben in einzelne Unterabtheilungen bleibt aber unberücksichtigt und das führt zweifellos zu grossen Widersprüchen. Die allgemeine Sicherheit eines Schiffes wird bedeutend erhöht, wenn man dessen Innenraum durch wasserdichte Abtheilungen derartig zerlegt, dass es selbst beim Volllaufen einer oder mehrerer dieser Abtheilungen unter dem veränderten, ungünstigeren Trimm schwimmfähig bleibt. Und eine grössere Sicherheit als die damit geschaffene ist für den Freibord sicherlich nicht nöthig. Ich lasse vollständig dahingestellt, ob man auf Grund der erwähnten Bestimmungen der See-Berufsgenossenschaft vorgehen soll oder nicht, ob die Grenzen zwischen den verschiedenen Schiffen zu Recht bestehen oder ob bessere Uebergänge zwischen den einzelnen zweckmässig sein würden; ich ziehe auch hier nur wieder den Grundsatz in Betracht und wähle die dafür aufgestellten Regeln, um an der Hand dieser und mehrerer Beispiele Beweise zu führen.

In Fig. 13 habe ich die Schottenkurven eines Schiffes dargestellt, das nach den Vorschriften der See-Berufsgenossenschaft über wasserdichte Schotten seine Schottenstellung erhalten hat, und zwar für einen Konstruktions-Tiefgang von 7,686 m; die schliessliche Theilung ist so ausgekommen, dass die Schottenstellung einem Tiefgange von 7,75 m incl. Kiel entspricht.

Das Schiff ist dasselbe, für das die Wellenkurven berechnet worden sind; und die für die Schottenstellung gestellten Ansprüche bestehen darin, dass das Schiff noch schwimmfähig bleiben soll, wenn die beiden vordersten oder eine beliebige Abtheilung überfluthet sind, bei einem Abzug von 5 % für Maschinen-, Kessel- und Endräume und 10 % für die übrigen.

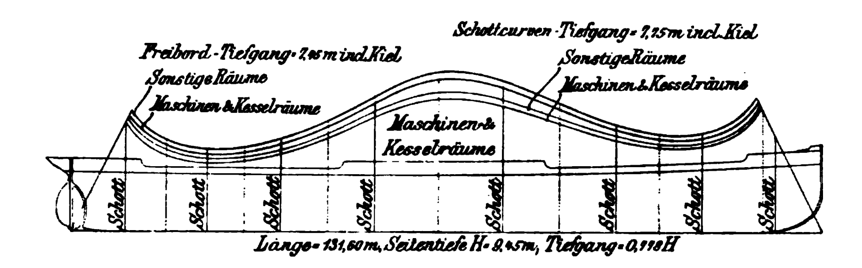


Fig. 13.

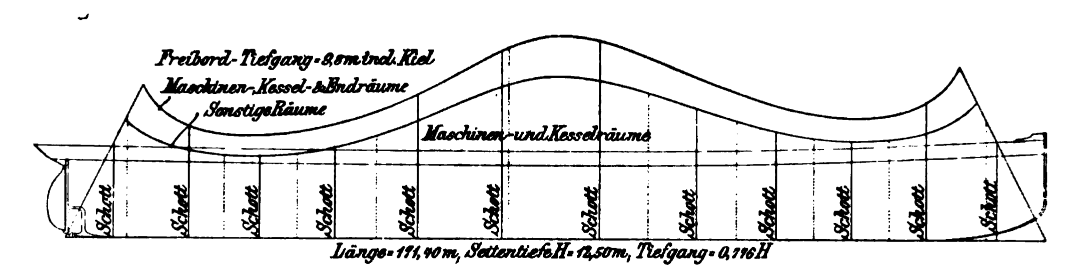


Fig. 14.

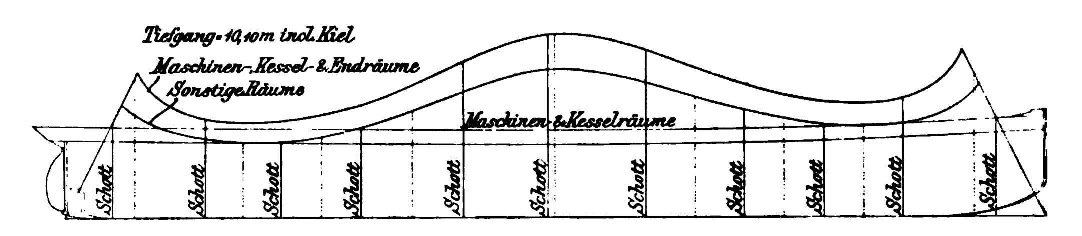


Fig. 15.

Berechnet man nun für dieses Schiff den Freibord auf Grund des gegenwärtigen Systems, so ergiebt sich, dass dem Schiffe nur ein Tiefgang von 7,45 m, also um 0,30 m weniger gestattet ist, und das zeigt, wie eine der angewandten Methoden entschieden eine schwere Benachtheiligung schafft. Wie schon erwähnt, ist gerade dieses Schiff zum Ausgangspunkt für Berechnung von Schiffen in Wellen gewählt worden, und bei einem Zurückgehen auf die bezüglichen Tafeln wird man finden, dass die Lage des Schiffes (A) selbst in den extremen Wellen ($L : H = 1 : 17^1/_2$) keineswegs so ist, dass ihm der

Schottentiefgang nicht gestattet werden könnte. Hierbei darf nicht ausser Acht gelassen werden, dass für die Schottenberechnung die Voraussetzung ist, das Schiff sei beschädigt und das Gewicht des in die beschädigten Abtheilungen eingedrungenen Wassers übe eine solche Beeinflussung seines Trimms aus, dass in der veränderten Trimmlage das Schottendeck nicht unter Wasser kommt, während für die Freibord-Bestimmung Voraussetzung ist, dass das Schiff unbeschädigt sich in voller Manövrirfähigkeit in Fahrt befindet.

Um dies noch eingehender zu illustriren und vor allen Dingen aber auch nachzuweisen, dass eine derartige Schottentheilung nicht ohne weiteres eine Belastung der Rhedereien bedeutet, habe ich die Kurven eines anderen sehr grossen Schiffes geprüft und in Figur 14 dargestellt. Dieses Schiff war bei Inkrafttreten der Schottenkurven-Bestimmungen schon im Bau und musste noch während der Bauzeit auf diese Kurven hin so gut wie möglich abgeändert werden und stimmt nun in Bezug auf die Schottenstellung bis auf ein geringes mit dem Freibordtiefgang überein. Würde man nun aber dasselbe Schiff von vornherein nach den bezüglichen Regeln bauen, die verlangen, das Schiff muss noch schwimmfähig bleiben, wenn zwei benachbarte Abtheilungen überfluthet sind, bei einem Abzuge von 5% für Maschinen-, Kessel- und Endräume und $16^2/_3$% für alle übrigen Räume, so lässt sich die Theilung viel rationeller gestalten, indem sogar mit einem Schott weniger ein Tiefgang von 10,10 m gestattet werden muss. Hier zeigt sich also dasselbe, was sich bei dem 131 m langen Schiff gezeigt hat, dass nämlich der für die gegenwärtig übliche Freibord-Berechnung angenommene Procentsatz bezw. die Korrektur für die Länge zu hoch ist und somit wirthschaftlich schwer schädigend wirken.

Man könnte leicht versucht sein, gegen diesen Vorschlag den Einwand zu erheben, dass man die Stellung der Schotten insofern ins Extreme treiben könnte, als man sie so dicht aneinander reiht, dass das betreffende Schiff nach den Bestimmungen der See-Berufsgenossenschaft einen geringeren Freibord erhalten würde, als er für die Sicherheit des Schiffes in sonstiger Hinsicht zulässig sei. Dass derartiges nicht eintritt, dafür sorgt schon der gesunde kaufmännische Sinn unserer Rheder, die sicherlich nicht über die Grenze dessen hinausgehen, was für eine gute Sicherheit nothwendig ist, und die nach wie vor das Bestreben haben werden und müssen, so grosse Laderäume wie möglich zu erhalten.

Mit gleichem Recht könnte man aber auch gegen das Princip des zunehmenden Freibords bei grösserer Länge sagen, dass bei unendlich langen Schiffen das ganze Schiff schliesslich nur noch aus Freibord besteht.

Zum Schluss möchte ich Ihnen noch eine Zusammenstellung vorführen, die ich der Freundlichkeit der Herren Wm. Doxford & Sons in Sunderland verdanke. Es handelt sich um den Beweis, den diese Herren vor der 1898er Kommission, die die Frage des Winter North Atlantic zum Gegenstand ihrer Untersuchung gemacht hatte, führten, um die Ueberlegenheit des von ihnen gebauten Turretdeck-Types gegenüber gewöhnlichen Frachtdampfern gleicher Grössen darzulegen. Diese Arbeit ist eine so interessante, dass ich glaubte, sie Ihnen nicht vorenthalten zu sollen, wenngleich auch meine anderen Ausführungen nur in einem losen Zusammenhange damit stehen; freilich war ursprünglich ein näheres Eingehen darauf meine Absicht gewesen.

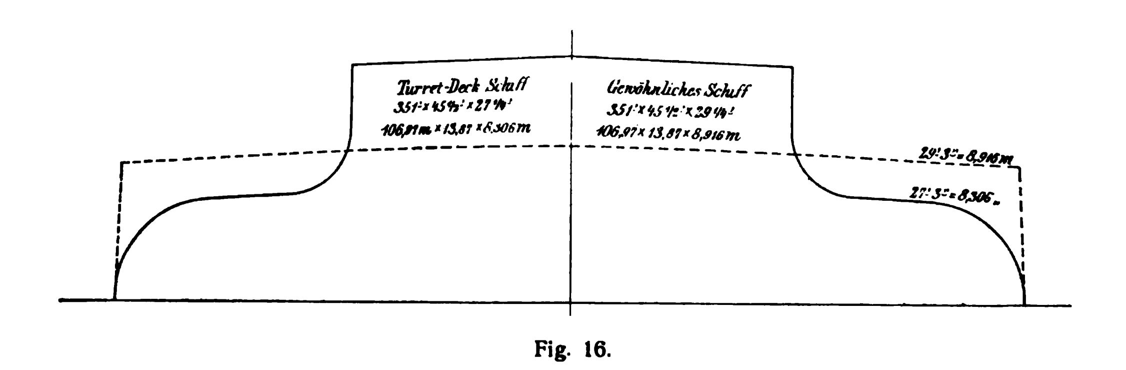


Fig. 16.

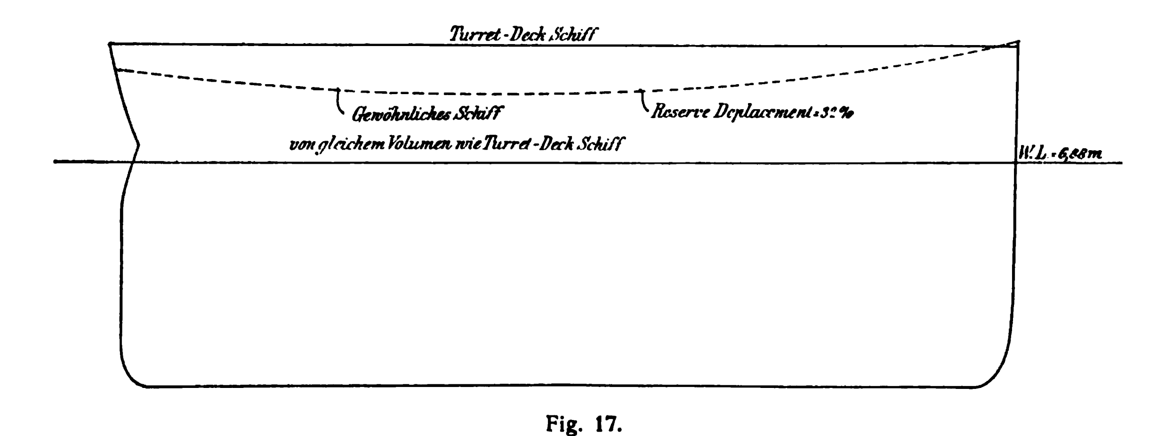


Fig. 17.

Die Figuren 16 und 17 stellen den Ueberwasser-Querschnitt und den Längsschnitt des Turret- und des Vergleichsschiffs dar, aus denen deutlich der typische Unterschied hervorgeht.

Figur 18 zeigt die Vertheilung des Reserve-Deplacements beider Schiffe. Ganz besonders interessant sind die Vergleiche über die Stabilität.

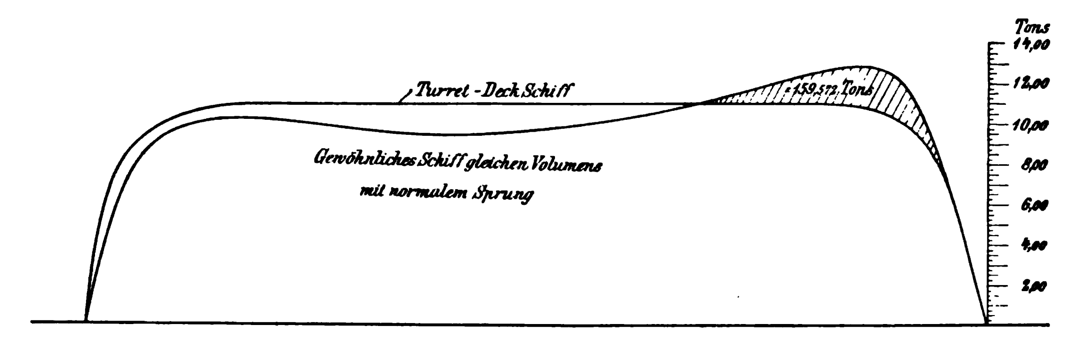


Fig. 18.

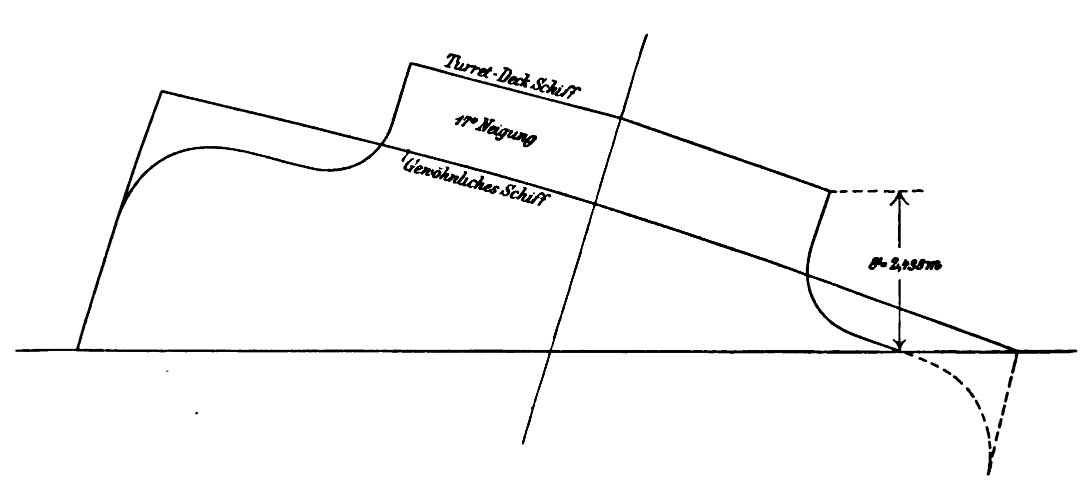


Fig. 19.

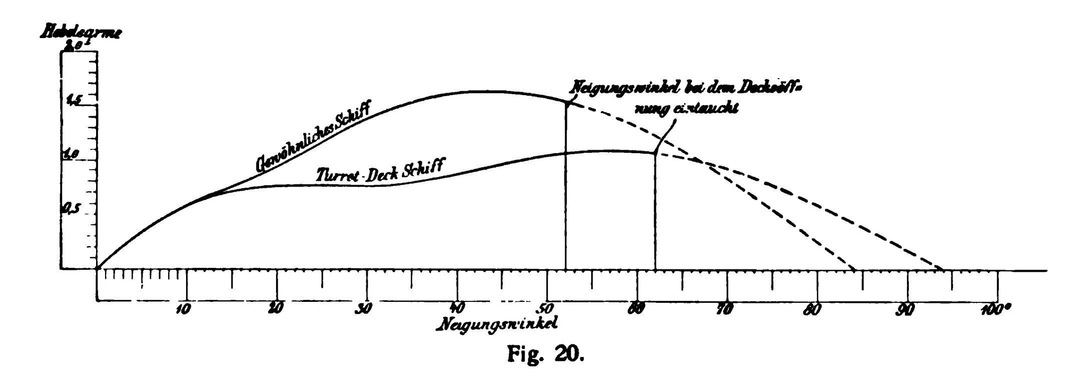


Fig. 20.

Bei einer Neigung von 17 Grad (Figur 19) hat das Turretdeckschiff noch 2,438 m = 8 Fuss freie Bordseite bis zum Turret gerechnet, während das gewöhnliche Schiff schon mit dem Oberdeckstringer eintaucht. Bei weiterer Neigung würde nach Figur 20 beim Vergleichsschiff die erste Decksöffnung

bei einem Neigungswinkel von 52 Grad eintauchen, während die gleiche Situation beim Turretdeckschiffe erst bei 62 Grad Neigung eintritt. Auf Figur 21 finden sich Vergleiche dreier Schiffe von gleichem Volumen, nämlich eines Turretdeckschiffes mit einem gewöhnlichen Schiff ohne Aufbauten und

Alte Englische Lloyds Marke für Awningdeck-Schiffe.

Freibordmarke des Englischen-Lloyd für Dampfer.



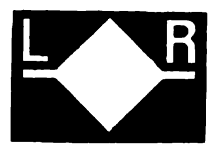
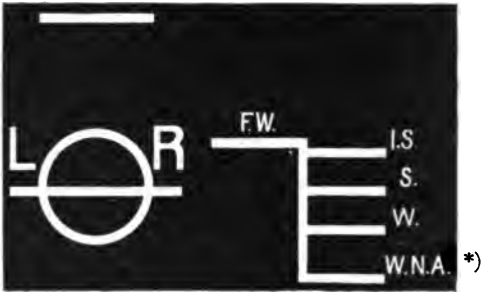


Fig. 22.



*) Dampfer über 330 Fuss Länge führen den Strich W.N.A. nicht.

Fig. 23.

Freibordmarke des Englischen Lloyd für Segelschiffe.

Freibordmarke der Hamburg-Amerika-Linie.



Fig. 24.

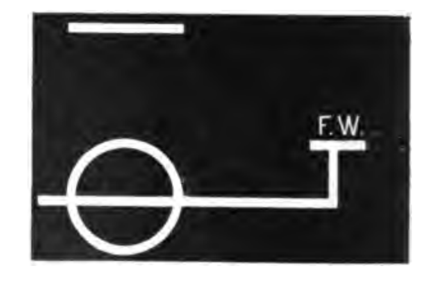
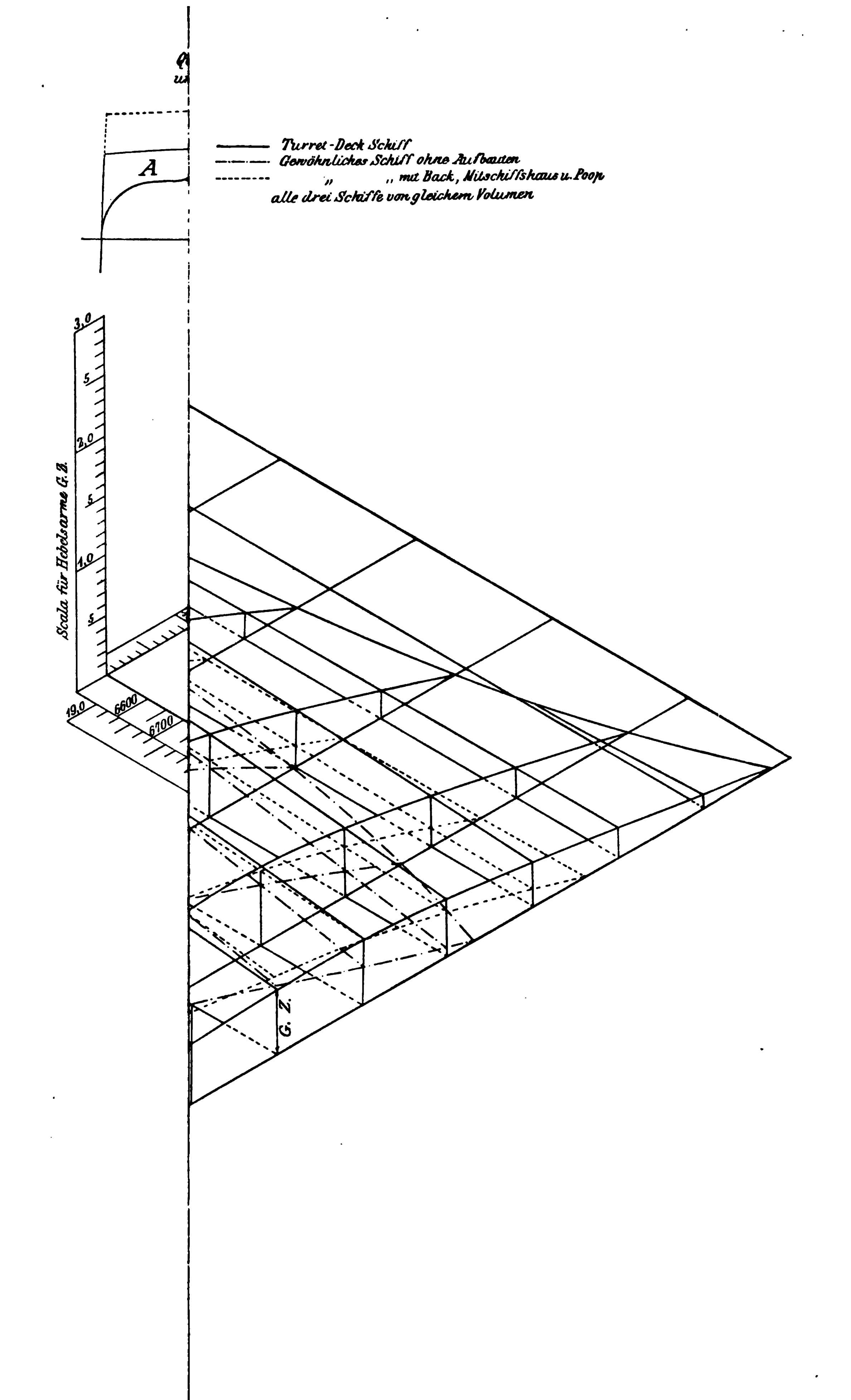


Fig. 25.

einem solchen mit Back, Mittschiffshaus und Poop, und zwar sind die Stabilitätskurven für acht verschiedene Tiefgänge berechnet und dargestellt.

Indem ich dann noch auf die Abbildungen der Freibordmarken des Englischen Lloyd und die der Hamburg-Amerika-Linie (Figuren 22—25) mir hinzuweisen erlaube, schliesse ich meine Darlegungen.



Rosenst. 322a.

Diskussion.

Herr Regierungsrath Dr. Riess:

In dem mir übersandten Druckhefte des Vortrages ist eine Formel für das Reservedeplacement D L B t erwähnt, aus welcher die Freibordhöhe errechnet werden soll. Das ist nicht möglich, weil darin weder der Sprung des Schiffes und die Balkenbucht noch die auf Deck befindlichen Aufbauten berücksichtigt sind. In diesem Augenblicke wird mir gesagt, dass in dem Vortrage, wie er von Herrn Rosenstiel gehalten ist, eine Bemerkung, die ich nicht gehört habe, dahin gemacht wurde, dass das, was im Manuskripte steht, noch nach der von mir bemängelten Seite hin ergänzt wird. Wenn das zutrifft, so würden meine Bemerkungen Erledigung gefunden haben.

Ich möchte mich dann gegen die Ausführungen wenden, welche sich auf die Tauchtiefe im Wellenberge und Wellenthale beziehen. Ich glaube, es sind da einige Widersprüche vorhanden. In dem Druckhefte steht Folgendes: (vergl. Seite 312):

„Man ersieht den Figuren, dass in den beiden extremen Lagen Wellenberg bezw. Wellenthal in der Mitte des Schiffes der Tauchungsunterschied bei dem kürzesten Schiffe der grösste und beim mittleren Schiffe der geringste ist.“

Zwei Seiten darauf heisst es aber (vergl. Seite 314):

„Aus dem Verlaufe der Tiefgangskurven ersieht man ferner, dass die Tiefgangsunterschiede bei zunehmender Schiffslänge nach und nach geringer werden.“

Hier ist offenbar ein Widerspruch; denn der letzte Satz nimmt an, dass eine Kontinuität in den Tiefgangsunterschieden vorhanden ist, während in dem ersten Satze eine Diskontinuität angenommen wird. Betrachtet man die vom Redner gewählte Untersuchungsmethode, so findet man, dass in dem Vortrage ganz bestimmte Annahmen für die Wellenlänge und für die Schiffslänge gemacht worden sind, und dass daher diese für die weiteren Folgerungen nicht erwünschte Differenz sehr wohl eintreten kann. Lediglich in der Wahl der Abmessungen der Schiffe und der Wellenlängen sind diese Verschiedenheiten begründet. Das nur nebenher.

Ich möchte mich dann gegen das wenden, was der Herr Vortragende über die procentuale Zunahme der Höhe des Freibordes gesagt hat. Ich hatte seinerzeit den Vorzug, Sir Digby Murray an der Ausarbeitung der jetzt gültigen britischen Freibordbestimmungen zu unterstützen, und da kann ich sagen, dass nicht lediglich das tiefere Eintauchen der längeren Schiffe im Wellengange für die Bestimmung des Reservedeplacements maassgebend gewesen ist, sondern auch die Festigkeit der Schiffe, welche in dem Vortrage nicht Erwähnung gefunden hat. Sie wissen alle, dass längere Schiffe bezüglich ihrer Festigkeit stärker beansprucht werden, als verhältnissmässig kürzere, weil die Länge und das Deplacement im wesentlichen die Beanspruchung beeinflussen, welche letztere schliesslich so gross wird, dass wir bei den sehr grossen Schiffen nicht weit von der zulässigen Grenze angelangt sind. Gerade diese Erwägung war mit ausschlaggebend bei der Bestimmung der Freibordhöhe. Uebrigens kann ich nicht zugeben, dass, wie der Herr Vortragende gesagt hat, diese procentuale Zunahme der Reserve-Schwimmfähigkeit ins Unendliche steigen könne, sondern diese Zunahme ist eine allmählich abnehmende. Wenn Sie sich die Tabellen der britischen Bestimmungen ansehen, so werden Sie finden, dass in den letzten Spalten für die grossen Schiffe nur noch Bruchtheile von Procenten zugelegt werden, und dass es bei 35 % praktisch abschliesst. Wenn der Herr Vortragende meint, dass bei einer bestimmten Schiffslänge, etwa 160 m, eigentlich ein Zuschlag zu dem Freibord nicht mehr nöthig wäre, so kommt diese Zahl nur heraus bei den Annahmen, die er gemacht hat, sie dürften sehr variabel sein, falls er hinsichtlich der Wellenlänge und Wellenhöhe andere Angaben zu Grunde gelegt hätte.

Zur letzten Frage, die der Herr Vortragende berührt hat, ob es vortheilhafter sei, bei einem eventuell in Deutschland zu schaffenden Freibordgesetze als Basis diejenige, welche England angenommen hat, also den Registertonnengehalt, zu Grunde zu legen oder den Weg zu beschreiten, welcher seitens der See-Berufsgenossenschaft eingeschlagen ist, nämlich durch die Schotteneintheilung indirekt einen Freibord festzulegen, möchte ich noch kurz Folgendes bemerken: Es liegt so, dass wir jetzt in Deutschland durch die Bestimmungen der See-Berufsgenossenschaft eine Art Freibordgesetz haben; denn Schiffe gewisser Grösse müssen, soweit es sich um Passagierschiffe handelt, eine bestimmte Schotteneintheilung, welche weiter einen bestimmten Freibord bedingt, haben. Es besteht also bei uns thatsächlich ein Freibordgesetz im kleinen. Dabei kann man aber bezüglich der Schiffslänge nicht viel weiter nach unten gehen, als in den Vorschlägen des Germanischen Lloyd, welche die See-Berufsgenossenschaft angenommen hat, geschehen ist, nämlich bis etwa 90 m Länge. Sowie man versucht, an die Bestimmung des Freibordes für kleinere Schiffe heranzugehen, versagt diese Methode, wenn man daran festhält, dass das Schiff nicht sinkt, falls eine leck gewordene Abtheilung voll Wasser gelaufen ist, weil zu viele Schotten nöthig würden. Ich möchte auf diesen Punkt, da er nur in losem Zusammenhange mit dem Thema des Vortrages steht, nicht weiter eingehen, da sonst die Frage der Nützlichkeit eines Freibordgesetzes aufgerollt würde, ich wollte aber auf denselben aufmerksam machen, weil er ausserordentlich wichtig ist.

Herr Direktor Middendorf:

Dem Herrn Regierungsrath Dr. Riess muss ich insofern Recht geben, als in der gedruckt vorliegenden Abhandlung des Herrn Rosenstiel einige kleine Ungenauigkeiten enthalten sind. Soweit ich aber die Sache verfolgt habe, hat der Herr Vortragende bereits während des Vortrages diese Ungenauigkeiten grösstentheils schon selbst verbessert. Auf die Worte des Herrn Dr. Riess, dass die Festigkeit der Schiffe ganz besonders berücksichtigt werden müsse, möchte ich doch bemerken, dass wir hierauf heutzutage keine so grosse Rücksicht mehr zu nehmen brauchen. Die Schiffe werden gegenwärtig derartig konstruirt und gebaut, dass sie nöthigenfalls bis zum Deck weggeladen werden könnten. Die Festigkeit ist eine ausreichend grosse. Trotzdem dürfen aber die Schiffe nicht so tief geladen werden, wie dies wohl die Festigkeit zulässt, weil bei einem solchen Tiefgange unter Umständen die Leute über Bord gespült werden. Namentlich aus diesem Grunde ist ein Freibord nothwendig. Die alte Regel, auf die der Herr Vortragende schon hingewiesen, wonach die Schiffe $2^1/_4-2^1/_2$ Zoll Freibord für jeden Fuss der Raumtiefe haben müssen, ist auch heute noch zutreffend für Segelschiffe, welche keine grossen Aufbauten haben. Berücksichtigt man bei modernen Dampfern das Volumen der Aufbauten, den Sprung u. s. w., dann kommt man zu einem viel geringeren Freibord, wie dies der Herr Vortragende uns auch ausführlich nachgewiesen hat. Von diesen Gesichtspunkten aus, d. h. unter Berücksichtigung aller Aufbauten u. s. w., sind die englischen Tabellen für den Freibord entstanden. Es ist aber durchaus nicht gesagt, dass, wenn man nach diesen Erfahrungsregeln beim Beladen verfährt, dadurch auch eine absolute Sicherheit für das Schiff entsteht. Es kommen bei der Schifffahrt noch viele andere schwerwiegende Momente in Betracht, und wollte man alle diese gebührend berücksichtigen, so müsste gewissermassen für jede Ladung ein besonderer Freibord festgesetzt werden. Das ist aber sehr schwer durchführbar. Macht es doch schon ausserordentlich grosse Schwierigkeiten, im Hafen die Grösse der Stabilität eines Schiffes festzustellen, um wieviel schwieriger ist es aber, die Lage des Schwerpunktes, wenn erforderlich, zu verändern. Man muss dann die Ladung im Schiffe umstauen. Die meisten Seeunfälle entstehen durch zu grosse oder durch zu geringe Stabilität, und nicht durch Ueberladung der Schiffe. Es kann sogar einerseits geschehen, dass ein Schiff, welches noch nicht bis zur Marke weggeladen ist, also noch nicht den üblichen Tiefgang erreicht

hat, doch vollständig ungeeignet ist, über See zu gehen, wie dies zuweilen mit leichter Ladung und Deckslast vorkommt. Anderseits kann ein Schiff, welches etwas tiefer geladen hat als üblich, vollkommen seetüchtig sein, wenn es eine bequeme, gut verstaute und gegen Uebergehen gesicherte Ladung hat.

Sodann möchte ich noch auf einen Punkt hinweisen, der bisher garnicht erwähnt worden ist, und der doch besonders den Freibord betrifft. Ich habe nämlich das Gefühl, dass, wenn in England gegenwärtig noch kein Gesetz über den Minimal-Freibord existirte, man — es mag vielleicht paradox klingen — zunächst einen Maximal-Freibord für Schiffe feststellen, d. h. einen Minimal-Tiefgang vorschreiben würde. Es scheint mir viel gefährlicher, mit einem Schiffe über See zu gehen, das nicht tief genug beladen ist, als mit einem, das etwas tiefer als bis zur Marke liegt. Nach meinem Dafürhalten kommen gegenwärtig viele Unfälle auf See daher, dass Schiffe oft nicht tief genug gehen. Ohne Zweifel sind sehr viele Wellenbrüche, Schraubenverluste, Einbeulungen des Schiffsbodens u. s. w. hierauf zurückzuführen.

Ich wiederhole: Durch die Festsetzung des Freibordes allein wird die Sicherheit eines Schiffes nicht wesentlich gehoben, es kommt auch darauf an, dass das Schiff bequem ist, d. h. dass gute Stabilitätsverhältnisse entstehen und die Ladung gut und sicher verstaut wird. (Lebhafter Beifall.)

Herr Rheder Rodenacker:

Ich glaube dem Herrn Vortragenden ebenfalls, wie der Herr Vorredner, den Dank für seine sehr interessanten Ausführungen aussprechen zu sollen. Ich kann mich natürlich als Rheder nur an den ersten Theil seines Vortrages halten; der zweite Theil ist ja von den Herren, welche in der Technik bewandert sind, bereits besprochen worden und wird vielleicht noch weiter diskutirt werden. Ich bedaure allerdings, dass gerade der erste Theil des Vortrages nicht vorher gedruckt zu erhalten war, sodass vielleicht Missverständnisse vorkommen können. Der Herr Vortragende hat bereits ausgeführt, dass die ganzen Bestrebungen auf die Einführung einer Tieflademarke hauptsächlich von Gründen ausgegangen sind, die socialer Natur sind. Herr Direktor Middendorf hat ebenfalls darauf hingewiesen, dass sachliche Gründe für eine gesetzliche Regelung des Maximaltiefganges der Seeschiffe insofern bis jetzt nicht beigebracht sind, als man Unglücksfälle, die durch Ueberladung grösserer deutscher Schiffe entstanden sind, nicht hat anführen können. Nun geben meiner Ansicht nach die Ausführungen des Herrn Vortragenden ganz besonders Anlass, die Frage in anderer Weise zu beleuchten, nämlich nicht von der Tieflademarke zu sprechen, sondern von der Aufsicht über den Tiefgang der Seeschiffe. Diese Aufsicht ist bereits von der See-Berufsgenossenschaft übernommen worden, und wenn der Herr Vortragende in seinen Ausführungen diese Aufsicht seitens der See-Berufsgenossenschaft gewissermaassen nur als ein Zwischenglied in der Entwickelung der Sache bezeichnet hat, so muss ich ihm durchaus widersprechen. Ich bin der Ansicht, dass diese Aufsicht über den Tiefgang der Seeschiffe seitens der See-Berufsgenossenschaft ganz erheblich viel wirksamer und in einer für die Sicherheit der Mannschaft, worauf es doch schliesslich hinauskommt, viel günstigeren Weise ausgeführt werden kann, als durch Anbringung einer Tieflademarke und mag sie noch so ideal sein. Wenn soviel von den englischen Verhältnissen gesprochen worden ist, so glaube ich darauf hinweisen zu sollen, dass aus den englischen Gerichtsverhandlungen keineswegs die Frage der Ueberladung von Schiffen verschwunden ist. Im Gegentheil, die Spalten der englischen Zeitungen sind voll von den Ueberladungen von Schiffen. Also die gesetzliche Einführung der Tieflademarke hat daran nichts geändert. Wohl aber glaube ich, dass die Aufsicht seitens der See-Berufsgenossenschaft ganz erheblich wirksamer sein wird, natürlich nicht im ersten oder zweiten Jahre, aber mit dem Augenblicke, wo die See-Berufsgenossenschaft aus dem sehr reichen Material in der Lage ist, jedes einzelne Schiff verfolgen zu können, wie tief es beladen wird,

welche besonderen Umstände für das betreffende Schiff in Frage kommen, ob bei der betreffenden Rhederei gute Zustände herrschen oder ob Veranlassung vorliegt, seitens der See-Berufsgenossenschaft einzugreifen. Ich darf vielleicht darauf hinweisen, das der Herr Vortragende die Verhältnisse der Rhederei, für welche er die Tieflademarke unter Mitwirkung des Herrn Direktor Middendorf konstruirt hat, vielleicht zu sehr im Auge gehabt hat, und dass die Flotte der Hamburg-Amerika-Linie zumeist aus verhältnissmässig gleichartigen Schiffen besteht. Nun ist mir der Unterschied zwischen einer „Deutschland" und einer „Bulgaria" sehr wohl bekannt; aber der Unterschied zwischen den Frachtdampfern der Hamburg-Amerika-Linie und einem Dielendampfer oder zwischen einem Dielendampfer und einem Seeleichter ist noch viel bedeutender. Aus diesen Verschiedenheiten muss sich noch mehr die Unmöglichkeit ergeben, allgemeingültige Regeln aufzustellen, nach denen der Tiefgang für alle diese Schiffe berechnet werden kann. Es kommt, wie Herr Direktor Middendorf ausgeführt hat, nicht nur auf die Festigkeit, nicht nur auf die Längen-, Tiefen- und Breitenverhältnisse des Schiffes, nicht nur auf die Grössenverhältnisse der Wellenberge und Wellenthäler an, sondern vor allen Dingen auf die Stauung, die bei den einzelnen Reisen bei demselben Schiff und gerade bei Frachtschiffen ganz verschieden sein wird. Der Frachtdampfer, welcher mit Erz beladen ist, darf nicht so tief liegen als dasselbe Boot, wenn es mit Dielen beladen ist, besonders wenn es noch eine gehörig befestigte Decklast von leichtem Holz hat. Nun glaube ich, dass, wenn die ganze Frage der Tiefladelinie so grosses Aufsehen erregt hat, und wenn so sehr die Forderung aufgestellt wird, diese Frage gesetzlich festzulegen, man dabei nicht die grossen Gesellschaften, wie die Hamburg-Amerika-Linie oder den Norddeutschen Lloyd im Auge gehabt hat, sondern dass die kleineren Rhedereien hauptsächlich dabei in Frage kommen, weil man anzunehmen scheint, dass die kleinen Rhedereien — ob mit Recht oder nicht, kann ich hier nicht entscheiden — weniger Verantwortlichkeitsgefühl als die grösseren haben. Ich glaube aber darauf hinweisen zu sollen, wie sehr die Entwickelung unserer Frachtdampferflotte noch im ersten Stadium begriffen ist. Man macht sich keinen Begriff davon, einen wie kleinen Procentsatz von Frachtdampfern wir haben. In der englischen Handelsflotte nehmen die Dampfer einen Procentsatz von 70—75 % ein, in der deutschen Handelsflotte beschränken sich dieselben auf etwa 20—25 %. In England bilden sie den Hauptheil der Handelsflotte, und wir werden an Ocean-tramps sogar von dem kleinen Norwegen übertroffen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Gesammttonnage der deutschen Frachtdampfer noch nicht so gross ist, wie die jährliche Zunahme der Frachtdampfertonnage in England. Ich glaube, dass aus diesen Verhältnissen ganz besonders Veranlassung genommen werden muss, diese Frage mit Vorsicht zu behandeln und zunächst abzuwarten, ob nicht die Entwickelung, die die Sache bei der See-Berufsgenossenschaft genommen hat, besser zum Ziele führen wird, als die Methode, wie in England, alles über einen Kamm zu scheeren, und deshalb wage ich am Schlusse meiner Ausführungen die Hoffnung auszusprechen, dass die Schiffbautechnische Gesellschaft in dieser Frage auf Seite der deutschen Rhederei stehen wird, gegenüber zu weit gehenden Ansprüchen, die aus politischen Rücksichten gestellt werden mögen. (Lauter Beifall und Zustimmung.)

Herr Regierungsrath Dr. Riess:

Ich möchte auf die Ausführungen des Herrn Direktor Middendorf, wonach die Festigkeitsverhältnisse nicht so sehr ins Gewicht fallen, wie man auf den ersten Blick annimmt, Folgendes bemerken: Die minder festen Schiffe, die in verhältnissmässig neuerer Zeit eingeführt wurden, die Spardeckschiffe und die Sturmdeckschiffe, haben Veranlassung gegeben, die Freibordhöhe festzusetzen, weil die Konstruktion dieser Schiffe leichter als die der Volldeckschiffe ist. Wenn man Berechnungen anstellt, wie sich etwa die Festigkeit eines Spardeckschiffes zu der eines gleich grossen Volldeckschiffes verhält, so wird man finden, dass die

Differenz zwischen beiden in der Festigkeit der oberen und unteren Gurtung der äquivalenten Träger nicht so erheblich ist, als dass sich aus diesem Grunde heraus nicht doch eine bestimmte Grösse des Freibordes für das Volldeckschiff rechtfertigen lässt. Wenn beispielsweise für ein Spardeckschiff von der Seitenhöhe von 8 m aus Festigkeitsrücksichten eine Freibordhöhe von 2 m erforderlich ist, so müsste man nach Herrn Middendorf den Rückschluss ziehen, dass aus gleichem Grunde bei einem Volldeckschiff gar kein Freibord nöthig wäre, aber dazu müsste das Volldeckschiff doch ganz erheblich stärker sein. Es ist hieraus ersichtlich, dass doch die Festigkeit der Schiffe einen Einfluss auf die Bestimmung des Freibordes haben kann, namentlich bei sehr grossen und sehr langen niedrigen Schiffen.

Herr Geheimrath Hossfeld:

Durch die Diskussion, namentlich durch die Worte des Herrn Direktor Middendorf angeregt, möchte ich Folgendes erwähnen und einen Vorschlag machen: Dass dasjenige, was der Herr Vortragende über die Bedeutung der Freibordhöhe gesagt hat, nicht maassgebend sein kann für die Sicherheit der Schiffe, vermag man zu gewissen Zeiten wöchentlich, ja zeitweise täglich an verschiedenen Schiffen im Kieler Hafen zu sehen. Seitdem der Nord-Ostseekanal existirt, laufen dort viele mit Holz beladene Schiffe ein, die noch lange nicht auf ihrer Tiefladelinie schwimmen und trotzdem eine Schlagseite von 25—30 Grad haben und hart zum Kentern liegen. Als Fachmann kann ich garnicht begreifen, wie es denkbar und möglich ist, dass solche Schiffe in See gehen. Es ist eine Dreistigkeit, um keinen stärkeren Ausdruck zu gebrauchen, mit einem solchen Schiffe eine Reise anzutreten und dem Seevolke zuzumuthen, auf solchen Schiffen zu hausen, besonders wenn diese noch manchmal bis zu 3,4 und mehr m über Deck geladen sind, und die Leute hoch oben auf der Ladung herumlaufen müssen. Die Kanalbehörde lässt aber derartige Schiffe nicht durch die Schleusen, und die Schiffe müssen daher in Kiel an die Kaimauer gehen, wie dies schon vorhin von Herrn Direktor Middendorf erwähnt wurde. Die Schiffe haben ganz schwere Balken, die sie obenauf zu liegen hatten. herunterzunehmen; einige Schiffe mussten zuweilen die ganze Ladung in Kiel löschen; denn es wurde festgestellt, dass sie überhaupt nicht in die Nordsee hineingehen durften. Ich habe auch Schiffe vor dem Kanal umkehren und wieder in See gehen sehen, manches von diesen Schiffen schwimmt dann, wenn es schweres Wetter bekommt, kieloben! Ich möchte mir daher an dieser Stelle einen Vorschlag zu machen erlauben — die Schiffsbautechnische Gesellschaft hat vielleicht die Mittel an der Hand, diesen Vorschlag weiter zu verfolgen — nämlich: Weder darauf hinzuwirken, eine Tieflademarke gesetzlich festzulegen, noch auf irgend einen anderen Vorschlag einzugehen, sondern das Stauen der Ladung, soweit es möglich ist, gesetzlich zu ordnen. Es wird sich da gewiss etwas erreichen lassen, und es werden solche Fälle, wie die eben erwähnten, mit den Holzdampfern wohl nicht weiter vorkommen.

Seine Königliche Hoheit der Grossherzog:

Ich möchte als Ehrenvorsitzender auf diesen Vorschlag bemerken, dass wir uns mit wissenschaftlichen Dingen befassen, und ich glaube nicht, dass der neue Vorschlag zu unserer Kompetenz gehört. Wir können ja hier darüber sprechen, das ist ja sehr interessant und lehrreich, aber wenn wir uns in die Gesetzgebung mischen, so könnte dies die übelsten Folgen für unsere Thätigkeit haben. Die Erörterung hierüber ist aber jedenfalls ganz ausgezeichnet.

Herr Geheimrath Hossfeld:

Dann ziehe ich meinen Vorschlag zurück und will die Angelegenheit nur erwähnt haben.

Herr Middendorf:

Meine Herren! In Bezug auf die Bauvorschriften hat Herr Regierungsrath Dr. Riess recht, weun er sagt, dass Spardeck- und Sturmdeckschiffe schwächer gebaut werden, als Volldeckschiffe. Die ersteren werden besonders für leichte Ladung gebaut und naturgemäss nicht so tief beladen wie die letzteren. Gelegentlich hat man aber gefunden, dass sich die Spardecker auch für schwere Ladung gut verwenden lassen und, um dies einzuschränken, wird von Seiten der Klassifikations-Gesellschaften für alle leicht gebauten Schiffe von vornherein ein Freibord vorgeschrieben.

Gegenwärtig ist der Unterschied zwischen Volldeck- und Spardeckschiffen überhaupt nicht mehr gross, da die letzteren jetzt von Hause aus stärker gebaut werden, als früher.

Herr Rosenstiel:

Der Zweck meines Vortrages ist schon dadurch zu gutem Theil erreicht, dass eine so anregende Diskussion stattgefunden hat, umsomehr als die Frage gerade jetzt im Mittelpunkte des öffentlichen Interesses steht.

Herr Dr. Riess hat in seinen Ausführungen einleitend eines Widerspruches in meinem Vortrage Erwähnung gethan, auf den ich ihm leider jetzt nicht antworten kann, da ich nicht genau verstanden habe, worauf Herr Dr. Riess hinzielte. Ich werde mir jedoch gestatten, hierüber noch mit Herrn Dr. Riess zu sprechen, und werde dann wohl in der Lage sein, mich über diesen Punkt schnell mit ihm zu verständigen.

Sodann hat Herr Dr. Riess ausgeführt, dass es für die Freibordbestimmung sehr viel weniger auf den Einfluss der Wellen und die Tauchungsverschiedenheiten ankomme, als auf die Festigkeit, und er hat unter Anführung seiner persönlichen Beziehungen zu Sir Digby Murray erklärt, dass Sir Digby bei Aufstellung seiner Vorschläge gerade auf die Festigkeit hervorragenden Werth gelegt hätte. Durch das Entgegenkommen einiger mir befreundeter Herren in England ist mir das Studium eines umfangreichen Schriftwechsels der s. Z. zwischen hervorragenden Persönlichkeiten Englands in Bezug auf die Freibordfrage gepflogen worden ist — den Herr Dr. Riess wohl auch kennt — zur persönlichen Information gestattet worden. Ich hoffe die damit übernommenen Verpflichtungen nicht zu durchbrechen, wenn ich sage, dass auf Grund meiner so erlangten Kenntniss der Dinge Sir Digby Murray gerade derjenige war, der von Spardeckschiffen abgesehen, den Einfluss der Wellen, d. h. ihr Emporsteigen an der Schiffswand recht hoch bewerthete, und dass gerade er die Freibordfrage, ich möchte sagen, vom socialen Gesichtspunkte aus betrachtete, indem er eine so hohe Freibordhöhe schaffen wollte, dass die Mannschaft nicht durch hochkommende See über Bord gespült werden könne. Und so ist denn auch Sir Digby der Urheber des Vorschlages, die Höhe des Decks über Wasser unabhängig vom Reserve-Deplacement und der sich daraus ergebenden Freibordhöhe in Betracht zu ziehen. Herr Direktor Middendorf hat Herrn Dr. Riess in Bezug auf die Festigkeitsfrage bereits geantwortet, sodass ich über diesen Punkt schnell hinweggehen will. Nur das eine möchte ich noch betonen, dass für Spardeckschiffe der Freibord von der Festigkeit im Vergleich zum Volldeckschiffe abhängig gemacht wird, während diese Frage beim Awningdeckschiffe sich dadurch erledigt, dass das Berechnungsdeck, das nächste unter dem Awningdeck belegene ist, und die Freibordhöhe auch darauf bezogen wird, während dieses selbst im Princip nur als ein über die ganze Länge sich erstreckender Aufbau angesehen und bewerthet wird.

Ferner hat Herr Dr. Riess angeführt, dass meine Untersuchungen über die Tauchungsunterschiede verschiedener Schiffe in verschiedenen Wellen nur für die von mir gewählten Wellen bezw. Schiffe Gültigkeit beanspruchen könnten. Gewiss, meine Herren! Aber das damit gekennzeichnete Wesen haftet auch andern Schiffen und andern Wellen an, das Steigen und Fallen der Kurven, die Erreichung eines tiefsten bezw. höchsten Punktes, das

Wiederkehren der Knotenpunkte, alles das wird sich immer wieder zeigen, und dass dies der Fall, das ist der Zweck meiner Untersuchungen gewesen. Im übrigen habe ich noch vor wenigen Tagen von befreundeter englischer Seite die Mittheilung erhalten, dass James Dunn, Chief Constructor of Admiralty, früher schon einmal ähnliche Untersuchungen, wenn auch in viel geringerem Umfange, angestellt hat und zu ähnlichen Resultaten gelangt sein soll. Mir lag daran, an der Hand des Tauchungsdiagrammes darzustellen und nachzuweisen, dass bei Ueberschreitung einer gewissen Schiffslänge keine Vergrösserung des Freibordes mehr nöthig sei, und ich glaube, das ist mir gelungen. Im übrigen aber ist dieser Grundsatz eigentlich schon seit dem Vorjahre in die Praxis übertragen worden, denn nach den neuesten 1898/99 erlassenen Board of Trade Vorschriften brauchen Schiffe von über 450 oder 460 Fuss — genau ist mir die Zahl im Augenblick nicht gegenwärtig — nur noch einen gleich grossen Procentsatz als Reserve-Deplacement, wenngleich immer noch auch für so grosse Schiffe die Längenkorrektur geblieben ist, sofern die Tiefe in einem andern Verhältniss als 1 : 12 zur Länge steht. Vornehmlich aber wende ich mich gegen diesen Zuschlag, weil er die Völligkeit des Schiffes nicht berücksichtigt, obgleich diese, wie ich nachgewiesen habe, von bedeutsamem Einfluss auf die Tauchung ist, und weil dadurch völligere Schiffe ungünstiger als scharfe behandelt werden.

Herr Dr. Riess hat sich sodann gegen meinen Vorschlag in Bezug auf die Schottenkurven gewandt und betont, dass dieses Princip für kleinere Schiffe undurchführbar sei. Ich gebe dies insofern zu, als je grösser das Schiff, desto leichter die Anwendbarkeit des Schottenprincips sein wird. Das ist aber garnicht der Kernpunkt der Sache; ich wollte darauf hinweisen, dass man aus den Grundsätzen für die Schottenbestimmung Rückschlüsse in Bezug auf den als Reserve-Deplacement nothwendigen Procentsatz ziehen könnte, dann aber, und das ist die Hauptsache, dass zwischen diesen Bestimmungen und den englischen Freibordregeln ein schwerer Widerspruch besteht. Wir haben eben in der Flotte der Hamburg-Amerika-Linie Schiffe, die auf Grund der Schottenkurven gebaut sind, für einen nicht unbeträchtlich grösseren Tiefgang als ihnen nunmehr nach der von uns gewählten Tiefladelinie, die ja annähernd die englische ist, zugestanden werden kann. Und darin liegt der schwere Widerspruch und die grosse Benachtheiligung; denn wenn man diese erschwerenden Bedingungen erfüllt, muss man auch den Vortheil daraus ziehen dürfen. Dass man sehr wohl berechtigt ist, für die Freibordbestimmung die Schottenberechnung heranzuziehen, das glaube ich Ihnen auch nachweisen zu können aus der Auffassung des Englischen Bulkhead Committee, das hierzu in seinem Bericht vom Jahre 1891 wörtlich sagt:

„These curves and tables show the maximum spacing of such bulkheads, permissible in vessels of various descriptions and under various conditions at any point in the length measured along the loadline from the foreside of the stem to the afterside of the sternpost, in connection with any given freeboard measured from the bulkhead deck. The freeboard to be used is not necessarily that required by the Merchant Shipping Act, 1890, but may be any freeboard which, on the application of the shipowner, may be registered by the Board of Trade. Such freeboard we will call the bulkhead freeboard, and the corresponding loadline the bulkhead loadline. With the tables so arranged it is, we submit, unnecessary for us to frame rules with regard to the proportion of freeboard in relation to the size of the vessel."
und soweit mir bekannt ist, hat der Board of Trade auch thatsächlich bei Schiffen, die den Schottenkurven genügen, eine Freibordhöhe anerkannt, die geringer ist als die auf Grund der Freibordregeln festgestellte.

Herr Direktor Middendorf hat in seinen Ausführungen, soweit sie nicht eine Antwort an Herrn Dr. Riess waren, auch noch darauf hingewiesen, dass die Sicherheit nicht so sehr von der Tiefladelinie und der Freibordhöhe als vielmehr von der Stabilität abhängig sei, und

er hat ferner das von mir mit Vorbedacht vermiedene Thema des Maximal-Freibords berührt. Ich glaube, die Diskussion würde sich zu lange ausdehnen, wenn ich auf diese von meinem Thema eigentlich abweichenden Ausführungen des Näheren eingehen wollte, und aus den gleichen Gründen will ich die Aeusserungen des Herrn Rodenacker auch nicht weiter erörtern.

Herr Geheimrath Hossfeld hat dann erklärt, dass es seines Erachtens nothwendig sei, die Stauung der Ladung unter staatliche Aufsicht zu stellen, weil es viel wichtiger sei, wie ein Schiff beladen, als wie tief es beladen sei. Ja, meine Herren! Wer unsere Seefahrt kennt, der weiss auch, wie verschiedenartig die zu befördernden Güter sind, und dass sie nicht immer in einem Hafen eingenommen werden. Eine Aufsicht in Bezug auf die Stauung ist, sofern sie überhaupt denkbar doch nur insofern möglich, als man darauf achtet, dass die Ladung festgestaut ist, und soweit hierin und in der besonderen Behandlung bestimmter Güterarten etwas geschehen kann, geschieht dies doch heute schon! Diejenigen Rheder, die ihre Schiffe bei Gesellschaften oder einzelnen Assecuradeuren versichern, stehen in gewisser Beziehung doch unter Aufsicht der Vertrauensbeamten dieser Gesellschaften und der Ladungsinteressenten, und diejenigen Rhedereien, die ihre Risici selbst laufen, haben naturgemäss ein doppeltes Interesse daran, dass die Stauung der Ladung in einer für das Schiff geeigneten Weise und sachgemäss ausgeführt wird. Mir liegt hier ein Diagramm vor für eines der Packetfahrt-Schiffe, das den Einfluss verschiedener Ladungsarten auf die metacentrische Höhe des Schiffes zeigt, und Sie können, wenn Sie Interesse dafür haben, — ich will das kleine Bild gern herumreichen — leicht ersehen, wie bei demselben Tiefgange und gleichen äusseren Bedingungen lediglich infolge der grösseren oder geringeren Dichtigkeit der Ladung bezw. ihrer verschiedenartigen Placirung leicht Verhältnisse geschaffen werden können, bei denen — um einen seemännischen Ausdruck zu benutzen — an sich vorzügliche Seeschiffe sich die Seele aus dem Leibe schlingern würden. Auf einer derartigen Basis zu gesetzgeberischen Maassnahmen zu schreiten, halte ich für vollständig ausgeschlossen.

Es ist dann noch von einem der Herren Redner darauf hingewiesen worden, dass das von mir in meinem Vortrage erwähnte Vorgehen der See-Berufsgenossenschaft am besten geeignet sei, allen Anforderungen zu genügen. Ich habe selbst schon ausgeführt, dass ich diesem Vorgehen der See-Berufsgenossenschaft nur den besten Erfolg wünschen könne, die geeigneten Maassnahmen, die die See-Berufsgenossenschaft im ev. Falle ergreifen soll, grade die zeigen mit unwiderlegbarer Logik wie sich die Sachen entwickeln werden. Genau wie in England vor Jahren! Wie dort, so wird auch der Verlauf der Dinge hier sein! Es tritt der Fall ein, dass die See-Berufsgenossenschaft oder deren Beamte ein Schiff als überladen erklären und der Rheder bestreitet die Richtigkeit der Behauptung. Dann soll die See-Berufsgenossenschaft den Nachweis für ihre Annahme erbringen, und das kann sie nur auf Grund irgend eines Berechnungssystems. Welches System soll das aber sein? Das, und das ganz allein, ist der Punkt, um den sich Alles dreht!

Ich glaube damit die hauptsächlichsten Einwände widerlegt zu haben, und ich danke Ihnen recht sehr für das Interesse, dass Sie meinen Ausführungen entgegengebracht haben.



Untersuchungen über Hinterschiffsformen,

speciell über Wellenaustritte, ausgeführt in der Schleppversuchsstation des Norddeutschen Lloyd an Modellen des Doppelschrauben-Schnelldampfers „Kaiser Wilhelm der Grosse.“

Vorgetragen von Joh. Schütte.

Auf Veranlassung des derzeitigen Ober-Inspektors des technischen Betriebes des Norddeutschen Lloyd, Herrn Spetzler, wurden im April und Mai des Jahres 1899 einige Schnelldampfer dieser Rhederei in der Schleppversuchsstation der Königlichen Italienischen Marine in dem Arsenal zu Spezia auf ihre Schiffsform untersucht. Die wahrhaft überraschenden Ergebnisse dieser Versuche bestimmten dann den Norddeutschen Lloyd, in richtiger Erkenntniss der grossen Wichtigkeit, die eine solche nach Froude'schen Ideen angelegte Station für die Weiterentwicklung des Schiffbaues, speciell der Schiffsformen haben muss, zu dem Bau einer eigenen ähnlichen Anlage, wie wir sie bereits in England, Italien und Russland vorfinden, in Bremerhaven. Mag es mir, als dem gegenwärtigen Leiter der Abtheilung für schiffbautechnische Versuche, wie der Norddeutsche Lloyd seine Schleppversuchsstation officiell benannt hat, an dieser Stelle gestattet sein, meiner Direktion und Herrn Spetzler dafür den Dank auszusprechen, dass sie den Muth hatten, allen deutschen Werften und Rhedereien voran, einen solchen rein wissenschaftlichen Apparat, der mit bedeutenden Kosten verknüpft ist, ins Leben zu rufen, mag es mir hier ferner gestattet sein, der Hoffnung und dem Wunsche Ausdruck zu geben, dass der Norddeutsche Lloyd auch auf diesem rein wissenschaftlichen Gebiete von den Erfolgen begleitet sein möge, welche solche Bestrebungen verdienen.

Der Bau dieser Anstalt, einschliesslich aller ihrer Einrichtungen, hat vom Juni 1899 bis zum Februar 1900, also nicht länger als acht Monate gedauert; das gesammte bebaute Areal beträgt 3124 qm. Fig. 1 giebt eine Totalansicht, Fig. 2 ein Bild von dem Inneren der Schleppversuchsstation.

Das Deplacement eines Schiffes ist eine Funktion derjenigen Bedingungen, welche dieses erfüllen soll. Es hängt ab von der Ladefähigkeit, der Geschwindigkeit und dem Aktionsradius. — Es ist klar, dass für ein gegebenes Deplacement durch Verändern der Länge, Breite, des Tiefganges, der Völligkeitsgrade der Spanten und Wasserlinien unzählige Schiffsformen konstruirt werden können. — Aufgabe der Versuchsstation ist es, durch Schleppversuche von diesen Formen die beste zu bestimmen, unter Berücksichtigung der durch örtliche Verhältnisse bedingten Abmessungen der Breite, der Länge und des Tiefganges.

Die Froude'sche Methode lehrt, wie man aus den Ergebnissen der Schleppversuche mit Schiffsmodellen von 4—5 m Länge die Totalwiderstände der diesen Modellen entsprechenden Schiffe für korrespondirende Geschwindigkeiten oder die effektiven Leistungen, welche erforderlich sind, um die Schiffe mit diesen Geschwindigkeiten durch's Wasser zu treiben, berechnet. Die effektive Leistung ist ein Bruchtheil der indicirten Maschinenleistung, von der ja bekanntlich durch Reibung in der Maschine und durch den Propeller fünfzig und mehr Procente verloren gehen.

Mag daher die Froude'sche Methode der Modell-Schleppversuche nicht in jedem Falle so ohne weiteres die indicirte Leistung der Maschinenanlage ergeben, da diese die Funktion eines Erfahrungskoëfficienten, jenes soeben erwähnten Bruches ist, der nur aus ähnlichen Schiffen gewonnen werden kann, so ergiebt sie doch zweifellos durch Variation des Modellschiffes schliesslich die für den Totalwiderstand günstigste Modellform und weiter dasjenige Schiff, welches zu seiner Fortbewegung die kleinste Kraft erfordert.

Im Anhange dieses Vortrages findet sich die Froude'sche Schiffswiderstandstheorie in ihrer Anwendung auf Schiffsmodelle. — Es würde zu weit führen und wahrscheinlich auch nichts Neues bieten, wollte ich dieselbe hier eingehend erörtern.

Es sei mir daher gestattet, Ihnen in aller Kürze nur das Wesentlichste dieser Theorie in's Gedächtniss zurückzurufen.

Die Froude'sche Schiffswiderstandstheorie ist auf dem von Newton entdeckten mechanischen Aehnlichkeitsgesetze aufgebaut. — Froude theilt den Totalwiderstand eines im Wasser bewegten Schiffsmodells in einen Reibungswiderstand und in einen wellen- und wirbelbildenden Widerstand. Durch Schleppversuche wird der erstere bestimmt, durch Abzug des nach einer empirischen Formel berechneten Reibungswiderstandes vom Totalwiderstand ergiebt sich der letztere. Für den Reibungswiderstand des Modells gilt die

Gesammtansicht der Versuchs-Station des Norddeutschen Lloyd zu Bremerhaven.



Fig. 1.

Inneres der Station mit dem Schleppwagen.



Fig. 2.

Formel $w_r = \gamma \cdot f \cdot v^{1,825} \lambda_m$, worin γ das specifische Gewicht des Wassers im Schleppbassin, f die benetzte Oberfläche des eingetauchten Theiles des Modellrumpfes, v die korrespondirende Modellgeschwindigkeit und λ_m den Reibungskoëfficienten der Modelloberfläche mit dem Wasser bezeichnen.

Das mechanische Aehnlichkeitsgesetz besagt: Wenn sich zwei Schiffskörper, deren lineare Abmessungen, also Längen, Breiten und Tiefen sich verhalten wie $\alpha : 1$, derart im Wasser bewegen (die Bewegung erfolge bei beiden genau in der Richtung der Längsschiffsachse), dass die Geschwindigkeit in Metern pro Sekunde des α mal grösseren Schiffskörpers gleich ist der Geschwindigkeit des kleineren Schiffskörpers oder des Schiffsmodells multiplicirt mit der Quadratwurzel aus α, dann verhalten sich die wellen- und wirbelbildenden oder Restwiderstände vom Schiffe zum Modell wie $\alpha^3 : 1$. V und v heissen korrespondirende Geschwindigkeiten.

Wenn also durch Schleppversuche und durch Berechnung des Reibungswiderstandes der wellen- und wirbelbildende Widerstand des Modells gefunden ist, so braucht dieser Restwiderstand nur mit dem Kubus des Maassstabes des Schiffes zum Modell multiplicirt werden, um den Restwiderstand für das Schiff zu erhalten.

Der Reibungswiderstand des Schiffes wird nach derselben Formel berechnet, wie der des Modells; Restwiderstand des Schiffes und sein Reibungswiderstand addirt, ergeben den Total- oder den gesuchten Widerstand des Schiffes.

Vereinfacht wird die Berechnung des Totalwiderstandes des Schiffes durch die Froude'sche Methode der Konstanten, die auf den Seiten 353—370 zu finden sind. Ist W_w der wellen- und wirbelbildende Widerstand des Schiffes und w_w der des Modells, so muss auf Grund des mechanischen Aehnlichkeitsgesetzes die Gleichung $W_w = w_w \cdot \alpha^3$ bestehen, wenn α der Maassstab und die Schiffsgeschwindigkeit V in Metern pro Sekunde gleich ist der Modellgeschwindigkeit v multiplicirt mit der Wurzel aus dem Maassstabe.

Aus dieser Beziehung zwischen W_w und w_w und unter Berücksichtigung, dass α^3 ausgedrückt werden kann durch die Deplacements des Schiffes und seines Modells, ergiebt sich die Gleichung

$$\frac{W_w}{D} = \frac{w_w}{d} = \frac{w_w'}{d'} = \text{Konstans} = C_w \text{ (Widerstandskonstante).}$$

In ähnlicher Weise wie für den wellen- und wirbelbildenden Widerstand und das Deplacement lässt sich zwischen Geschwindigkeit und Deplacement eine Beziehung aufstellen. — Dieselbe wird wiedergegeben durch die Gleichung

$$\frac{V}{D^{1/6}} = \frac{v}{d^{1/6}} = \frac{v'}{d_1^{1/6}} = \text{Konstans} = K \text{ (Geschwindigkeitskonstante).}$$

Aus der Bestimmung der Konstanten geht hervor, dass sie für verschiedene Schiffe desselben Schiffstyps unabhängig sind von den absoluten Grössen der einzelnen Schiffe und ihrer Modelle, sobald sich nur diese Schiffskörper mit korrespondirenden Geschwindigkeiten bewegen. Die Konstanten C_w und K charakterisiren daher gewissermassen den Schiffstyp. Auf den Seiten 357 und 358 findet man verschiedene Gleichungen, aus denen zu ersehen ist, dass nicht allein die wellen- und wirbelbildenden Widerstände, sondern dass auch die nach einer empirischen Formel zu berechnenden Reibungswiderstände durch die Konstanten ausgedrückt werden können. In der Gleichung für den Reibungswiderstand

$$F = O \cdot \gamma \cdot F_c \cdot L_c^{0,0675} \,.\, K^{1,825}$$

sind ebenfalls F_c und L_c Konstanten, und zwar drückt L_c das Verhältniss per Schiffs- beziehungsweise Modelllänge und F_c das Verhältniss der benetzten Oberflächen zu den entsprechenden Deplacements aus. (Vergleiche Seite 358.)

Da durch Schleppversuche nur die Totalwiderstände des Modells für korrespondirende Schiffsgeschwindigkeiten bestimmt werden, so muss, um das mechanische Aehnlichkeitsgesetz anwenden zu können, eine Korrektur dieser Totalwiderstände vorgenommen werden. Froude nennt sie „Oberflächen-Reibungskorrektur". — Sie finden dieselbe auf Seite 363. Auf Seite 367 und 368 sind die verschiedenen Konstanten angegeben, und zwar heisst K die Geschwindigkeitskonstante, L_c die Längenkonstante, F_c die Oberflächenkonstante und C die Widerstandskonstante.

Ich darf wohl bitten, der letztgenannten Konstanten ganz besondere Beachtung zu schenken, ist sie doch diejenige, mittelst der ich das mechanische Aehnlichkeitsgesetz beweisen möchte.

Wenn wir das mechanische Aehnlichkeitsgesetz praktisch, d. h. durch Mittel, welche uns eine Schlepp-Versuchsstation an die Hand giebt, beweisen wollen, so ist es doch nur erforderlich, für ein und dasselbe Schiff zwei oder drei Modelle in verschiedenen Maassstäben anzufertigen, sie mit korrespondirenden Geschwindigkeiten zu schleppen, von den aus den Schleppversuchen sich ergebenden Totalwiderständen die berechneten Modelloberflächen-Reibungswiderstände abzuziehen und die Restwiderstände durch einander zu dividiren. Erstens müssen dann sämmtliche so erhaltenen Quotienten unter einander gleich sein und zweitens gleich sein dem Quotienten aus den Kuben der Maassstäbe.

In der Versuchsstation des Norddeutschen Lloyd sind zu diesem Zwecke zwei Modelle des Doppelschrauben-Schnelldampfers „Kaiser Wilhelm der

Grosse“ ausgeführt worden, das eine im Maassstabe 1:40 und das andere im Maassstabe 1:48, Modelle, wie man sie auf Seite 339 in No. I Fig. 3 findet. Beide Modelle sind dann mit korrespondirenden Geschwindigkeiten geschleppt; die Ergebnisse finden sich ausser auf der Tabellen-Tafel No. I unter der Rubrik „Ohne Wellenaustritte“ und auf Tabellen-Tafel No. II unter „Modell $^1/_{48}$“ in den nachstehenden Tabellen:

Beweis für die Giltigkeit des mechanischen Aehnlichkeitsgesetzes.

$$C = 78{,}16 \cdot \frac{w_m}{d^{2/3} \cdot v^2} \text{ (vergl. Seite 368)}$$

$$w_r = \frac{F_m \cdot d^{2/3} \cdot v^2}{78{,}16} \text{ (vergl. Seite 337)}$$

$$\text{Modell } {}^1/_{40} : d^{2/3} = 44.034, \; \frac{d^{2/3}}{78{,}16} = 0{,}56\,338$$

No. des Ver-suchs	v	v^2	$v^2 \times \frac{d^{2/3}}{78{,}16}$	F_m	$w_r = F_m \times \frac{v^2 d^{2/3}}{78{,}16}$	$w_m =$ Total-widerstand	$w_m - w_r = w_w$	$\frac{w_w \; 1/40}{w_w \; 1/48}$
1	1,3827	1,9118	1.077	0,901	0,970	1,105	0,135	1,730
2	1,4641	2,1436	1,2075	0,892	1,077	1,246	0,169	1,724
3	1,5454	2,3883	1,346	0,884	1,190	1,414	0,224	1,723
4	1,6268	2,6465	1,490	0,876	1,305	1,578	0,273	1,728
5	1,7081	2,9176	1,644	0,868	1,427	1,748	0,321	1,708
6	1,7894	3,2020	1,804	0,861	1,553	1,956	0,403	1,729
7	1,8708	3,5000	1,972	0,855	1,686	2,290	0,604	1,726
8	1,9521	3,8107	2,147	0,849	1,822	2,728	0,906	1,709

im Mittel 1,72 (2).

$$\text{Modell } {}^1/_{48} : d^{2/3} = 30{,}578 \; \frac{d^{2/3}}{78{,}16} = 0{,}39\,122.$$

No.	v	v^2	$v^2 \times \frac{d^{2/3}}{78{,}16}$	F_m	$w_r = F_m \times \frac{d^{2/3}}{78{,}16}$	w_m Total.	$w_m - w_r = w_w$
1	1,2622	1,5931	0,6233	0,940	0,586	0,664	0,078
2	1,33645	1,7861	0,6988	0,930	0,650	0,748	0,098
3	1,4107	1,9900	0,7785	0,921	0.717	0,847	0,130
4	1,4860	2,2080	0,8638	0,914	0,790	0,948	0,158
5	1,5592	2,4311	0,9511	0,906	0,862	1,050	0.188
6	1,6334	2,6681	1,0438	0,899	0,937	1,170	0,233
7	1,7077	2,9162	1,1409	0,892	1,018	1,368	0,350
8	1,7819	3,1752	1,2422	0,885	1,100	1,630	1,530

Hierzu sei bemerkt:

der Werth $C = \frac{R}{\varDelta K^2} \times 1000$, in dem $K = \frac{V}{\varDelta^{1/6}} \times \sqrt{\frac{4\pi}{g}}$ (vergl. Seite 363 und 362 des Anhangs) wird in metrischen Maasseinheiten ausgedrückt zu $C = 78{,}16 \cdot \frac{w}{d^{2/3} \cdot v^2}$ (vergl. Anhang Seite 368). Analog diesem Werthe C ist die Oberflächenreibungskorrektur $F_m = 78{,}16 \cdot \frac{w_r}{d^{2/3} \cdot v^2}$. Hieraus ergiebt sich der Reibungswiderstand $w_r = \frac{F_m \cdot d^{2/3} \cdot v^2}{78{,}16}$.

Die Werthe für F_m der vorstehenden Tabellen sind ebenfalls den Tabellen-Tafeln I und II entnommen; es sind nach ihnen für beide Modelle die Reibungswiderstände w_r berechnet und dann von den Totalwiderständen w_m abgezogen. $w_m - w_r$ der Tabelle Modell $^1/_{40}$ ist durch $w_m - w_r$ der Tabelle Modell $^1/_{48}$ dividirt. Die so erhaltenen Quotienten ergeben im Mittel 1,722, während $\frac{48^3}{40^3} = 1{,}728$. Die Abweichung in der dritten Decimalen hat ihren Grund einmal in den Werthen für F_m, welche nur auf drei Decimalen berechnet sind, und dann in der ungenauen Ablesung der Totalwiderstände. In manchen Fällen würde ein halbes Gramm mehr oder weniger an Widerstand genau 1,728 ergeben haben.

Wenn man nun bedenkt, dass die Modelle zu ganz verschiedenen Zeiten angefertigt und von verschiedenen Personen geschleppt, und dass ferner die Berechnungen von F_m vollständig unabhängig von einander gemacht worden sind, so müsste doch das soeben angeführte Resultat 1,722 mehr als ein sonderbarer Zufall sein, wenn das mechanische Aehnlichkeitsgesetz für Modell und Schiff keine Giltigkeit hätte. — Betrachtet man die Totalwiderstandskurven für die Modelle $^1/_{40}$ und $^1/_{48}$, Fig. 13, so wird man finden, dass diese Kurven einander gerade nicht sehr ähnlich sind, trotzdem der Werth 1,722; betrachtet man ferner die nachstehende Tabelle,

D. S. S. „Kaiser Wilhelm der Grosse".

Geschw. in Knoten	Bremerhaven Modell $^1/_{40}$ E. P. S.	Bremerhaven Modell $^1/_{48}$ E. P. S.	Spezia Modell $^1/_{40}$ E. P. S.
17	5326	5350	5335
18	6420	6469	6450
19	7826	7826	7900
20	9296	9343	9390
21	10831	10909	10922
22	12900	12918	12968
23	16374	16394	16450
24	21156	21295	21360

welche die nach Froude'scher Methode mittels verschiedener Modelle, zu verschiedenen Zeiten und an verschiedenen Orten für den Schnelldampfer „Kaiser Wilhelm der Grosse" berechneten effektiven Pferdestärken darstellen, so erkennt man, dass die aus diesen Werthen herstellbaren Kurven einander nahezu decken müssen. Die kleinen Differenzen sind auch hier durch ungenaues Ablesen der Totalwiderstände der Modelle entstanden, nicht infolge der Unvollkommenheit der Theorie. —

Ich persönlich halte die Froude'sche Widerstandstheorie für die beste bis dato existirende, zeigt sie doch, welchen gewaltigen Einfluss nur verhältnissmässig geringe Unterschiede in der Hinterschiffsform speciell in den Wellenaustritten auf den Totalwiderstand des Schiffes haben, allerdings hat sie einen Nachtheil und der ist der grosse Apparat, d. h. eine Schleppversuchsstation, mit dem sie arbeitet, und der nicht für jeden so ohne weiteres erreichbar ist.

Meine Herren, die Figuren 3 bis 7 sind die Spantenrisse der verschiedenen Hinterschiffe, die Figuren 8 bis 12, oder die Photographien No. I bis V geben Ihnen eine Vorstellung von denjenigen Modellen, welche von mir in Bezug auf ihren Widerstand geprüft worden sind. Figur 3 zeigt einige Spantkurven des Schnelldampfers „Kaiser Wilhelm der Grosse", wie er derzeit vom Stettiner Vulcan für den Norddeutschen Lloyd erbaut wurde, aber ohne Wellen und Wellenaustritte. Figur 4 giebt dieselben Spantkurven jedoch mit Wellenaustritten wieder, es sind diese also die Spantkurven des Dampfers, wie er gegenwärtig fährt. — In Figur 5 sind die sogenannten Wellenhosen oder Anschwellungen durch Wellenböcke ersetzt. Bei dem Hinterschiff dieser Figur liegen die Wellen somit frei, während sie bei dem der Figur 4 durch die Ausbuchtungen oder Anschwellungen der Spanten und die Aussenhaut geschützt, umkleidet sind.

Bei dem Hinterschiff der Figur 6 ist ohne Rücksicht auf die Lagerung der Wellen das Totholz nach der Kurve eines der Schiffsmitte nahe gelegenen Schnittes weggeschnitten (vergleiche No. IV und Figur 11). In der Konstruktion Figur 7 ist versucht worden, bei dieser Hinterschiffsform die Wellen und das Ruder durch ein schweres Gussstück zu lagern. Bemerkt sei hierzu, dass diese Art der Befestigung des Ruders und der Wellenböcke in praxi vielleicht nur mit grossen Schwierigkeiten ausgeführt werden kann.

Alle fünf Modelle sind nun in genau gleicher Weise mit korrespondirenden Geschwindigkeiten geschleppt und mittels eines Dynamometers auf ihre respektiven Widerstände hin untersucht worden. Die Ergebnisse

S. D. „Kaiser Wilhelm der Grosse".

1 : 600.

No. I.

Fig. 3.

Ausgeführtes Schiff ohne Wellenaustritte.

(Glattes Modell.)

No. II.

Fig. 4.

Ausgeführtes Schiff mit Wellenaustritten.

(Anschwellung.)

No. III.

Fig. 5.

Ausgeführtes Schiff mit Wellen und Wellenböcken.

No. IV.

Fig. 6.

Abgeändertes Hinterschiff ohne Wellen und Wellenböcke.

(Glattes Modell.)

No. V.

Fig. 7.

Abgeändertes Hinterschiff mit Wellen und Wellenböcken.

No. I.



Fig. 8.

No. II.



Fig. 9.

No. III.



Fig. 10.

sämmtlicher Schleppversuche finden sich in Figur 14 graphisch dargestellt und in nachstehender Tabelle in Zahlenwerthen aufgeführt.

Widerstände der Modelle in Grammen:

V = Geschwindigkeit in M. pro Sek.	Modell a	Modell b	Modell c	Modell d	Modell e
1,10	684	788	899	578	782
1,20	812	922	1050	710	928
1,30	965	1078	1228	858	1082
1,40	1134	1248	1430	1023	1262
1,50	1310	1432	1663	1209	1468
1,60	1500	1655	1925	1421	1726
1,70	1710	1935	2228	1688	2048
1,80	1982	2304	2613	2045	2466
1,90	2430	2808	3122	2535	3005
2,00	3050	3450	3810	3128	3648

No. IV.

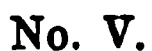


Fig. 11.

Wenn auch die Kurven a und d nur theoretischen Werth haben, da sie die Widerstände von Schiffsmodellen darthun ohne Rücksicht auf die Wellenaustritte, so sind sie doch insofern beachtenswerth, als man aus ihnen ersieht, dass das abgeänderte Hinterschiff Fig. 6 bezw. 11 nur bis zu einer Geschwindigkeit von ca. 1,71 m einen kleineren Widerstand hat als das des ausgeführten Schiffes ohne Wellenaustritte Fig. 3. —

Von grösstem Interesse jedoch sind die Kurven b und c. — In ihnen finden wir die Widerstände der Modelle zweier Schiffe wieder, wie sie all-

gemein ausgeführt werden; sie geben Aufschluss darüber, ob Wellenhosen oder Wellenböcke günstiger sind für die Schiffsgeschwindigkeit. Vergleichen wir die Zahlen der Rubriken b und c vorstehender Tabelle, so sehen wir sofort, dass das Modell des Dampfers, bei dem die Wellen im Innern des Schiffes liegen, etwa 12 % weniger Widerstand aufweist als das der Figur 5 bezw. 10, bei dem die Wellenhosen durch Wellenböcke ersetzt sind. Dieser unverhältnissmässig grosse Zuwachs an Widerstand beim Modell c war für mich sehr überraschend und liess mich anfangs an der Richtigkeit der Messungen zweifeln. Nachdem aber etwa 200 Versuche mit den Modellen b und c immer wieder dieselben Resultate hatten, war ich schliesslich über-



No. V.



Fig. 12.

zeugt, dass die Spantform der Figur 4 für den Totalwiderstand bedeutend günstiger ist als die der Figur 5.

Da nun die Tabellen-Tafeln I und II und die Zusammenstellung der effektiven Pferdestärken in den Tabellen auf Seite 351, sowie die Kurven der Figur 17 für das Schiff, welches dem Modell c entspricht, zur Ueberwindung des Reibungswiderstandes infolge der kleineren benetzten Oberfläche weniger Pferdestärken ergeben als für das des Modells b, so muss doch zweifellos die ungünstige Wellen- und Wirbelbildung des Hinterschiffs beim Schiffe c den um 12 % grösseren Totalwiderstand verursachen. —

Obgleich der Totalwiderstand des Modells e kleiner ist als der des Modells c, so ist er doch immer noch grösser als der des Modells b (Figur 14) — das abgeschnittene Hinterschiff entspricht demnach in dieser Form nicht den Erwartungen, welche man in dasselbe gesetzt hatte.

Tabellen-Tafel I.

ilhelm der Grosse“.

EPS Reibung
4312
5069
5904
6820
7832
8916
10127
11413
4448
5231
6094
7041
8072
9228
10462
11793
4432
5212
6072
7015
8058
9176
10403
11750

Schiff.

	Versuchsreihe I	II	III
Verhältniss der linearen Abmessungen des Schiffes zu denen des Modells . . . . $\alpha =$	40	40	40
Länge zwischen den Loten $L = L_c \cdot D_1^{1/3}$ in m	190,5	190,5	190,5
Breite auf Aussenhaut $B = B_c \cdot D_1^{1/3}$ in m	20,1	20,1	20,1
Tiefgang in m: vorn	8,000	8,000	8,000
Tiefgang in m: hinten	8,000	8,000	8,000
Tiefgang in m: im Mittel $T = T_c \cdot D_1^{1/3}$	8,000	8,000	8,000
Deplacement $D_1 = d \cdot \alpha^3$ in m^3	18700	18838	18778
Angenommenes spec. Gewicht des Meerwassers $\gamma_1 =$	1,026	1,026	1,026
Deplacem. D in Tonnen à 1000 kg im Meerwasser $D = D_1 \gamma_1$	19187	19328	19266
Werthe von $D_1^{1/3}$	26,542	26,608	26,579
„ „ $D_1^{2/3}$	704,522	707,982	706,46
„ „ $D^{2/3}$	716,7	720,2	718,67
Benetzte Oberfläche $F = F_c \cdot D_1^{2/3}$ in m^2	4952	5302	5092
Werthe von O_s	0,07018	0,07018	0,07018
$F_s = O_s \cdot F_c \cdot L_c^{0,0875} \cdot K^{-0,175} = K^{-0,175}$	0,58614	0,6024	0,6010
$EPS_{total} = \frac{D^{2/3} V^3}{427}$ Ⓒe = Ⓒ$e \cdot V^3$	1,678	1,686	1,6831
$EPS_{Wellen} = \frac{D^{2/3} V^3}{427}$ Ⓒ = Ⓒ $\cdot V^3$	1,678	1,686	1,6831

$$EPS_{Reibung} = EPS_{total} - EPS_{Wellen} = F_s \cdot \frac{V^3 \cdot D^{2/3}}{427}$$

V = Geschwindigkeit des Schiffes in Knoten pro Stunde.

$$v\sqrt{\alpha} = V \cdot 0{,}5144.$$

ilhelm der Grosse“.

EPS Reibung
4097
4787
5573
6447
7402
8439
9583
10796
4226
4958
5774
6682
7674
8752
9920
11179
4312
5069
5893
6819
7832
8934
10126
11413

Schiff.

	Versuchsreihe		
	I	II	III
Verhältniss der linearen Abmessungen des Schiffes zu denen des Modells . . . $\alpha =$	40	40	48
Länge $L = L_c \cdot D_1^{1/3}$ zwischen Perpendikeln in m	183,72	183,72	190,5
Breite auf Aussenhaut $B = B_c \cdot D_1^{1/3}$ in m	20,1	20,1	20,1
Tiefgang in m: vorn	8,0	8,0	8,0
Tiefgang in m: hinten	8,0	8,0	8,0
Tiefgang in m: im Mittel $T = T_c \cdot D_1^{1/3}$	8,0	8,0	8,0
Deplacement $D_1 = d \cdot \alpha^3$ in m³	18362	18402	18700
Angenommenes spec. Gewicht des Meerwassers $\gamma_1 =$	1,026	1,026	1,026
Deplacement D in Tonnen à 1000 kg im Meerwasser $\gamma_1 D_1$	18839	18880	19187
Benetzte Oberfläche $F = F_c \cdot D_1^{2/3}$ in m²	4672	4842	4952
Werthe von $D_1^{1/3}$	26,3819	26,401	26,543
„ „ $D_1^{2/3}$	696,007	697,02	704,522
„ „ $D^{2/3}$	708,03	709,04	716,7
„ „ O_S	0,07051	0,07051	0,07018
$F_S = O_S \cdot F_c \cdot L_{c}^{0,0875} \cdot K^{-0,175} = K^{-0,175}$	0,5609	0,5804	0,5861
$EPS_{total} = \frac{D^{2/3} V^3}{427} Ⓒ = Ⓒ \cdot V^3$	1,6581	1,6605	1,678
$EPS_{Wellen} = \frac{D^{2/3} V^3}{427} Ⓒ = Ⓒ \cdot V^3$	1,6581	1,6605	1,678

$$EPS_{Reibung} = EPS_{total} - EPS_{Wellen} = F_s \cdot \frac{D^{2/3} \cdot V^3}{427}$$

V = Geschwindigkeit des Schiffes in Knoten pro Stunde.

$$v\sqrt{\alpha} = V \cdot 0,5144.$$

In den Tabellen-Tafeln I und II sind die Berechnungen der effektiven Pferdestärken für die den Modellen a, b, c, d und e entsprechenden Schiffe zusammengestellt. Die Berechnung wird durch den Anhang erklärt. Um eine bessere Uebersicht über die Resultate zu gewinnen, sind die Berechnungsergebnisse in den Tabellen zur Vergleichung der EPS und in den Diagrammen Fig. 15, 16 und 17 nochmals wiedergegeben.



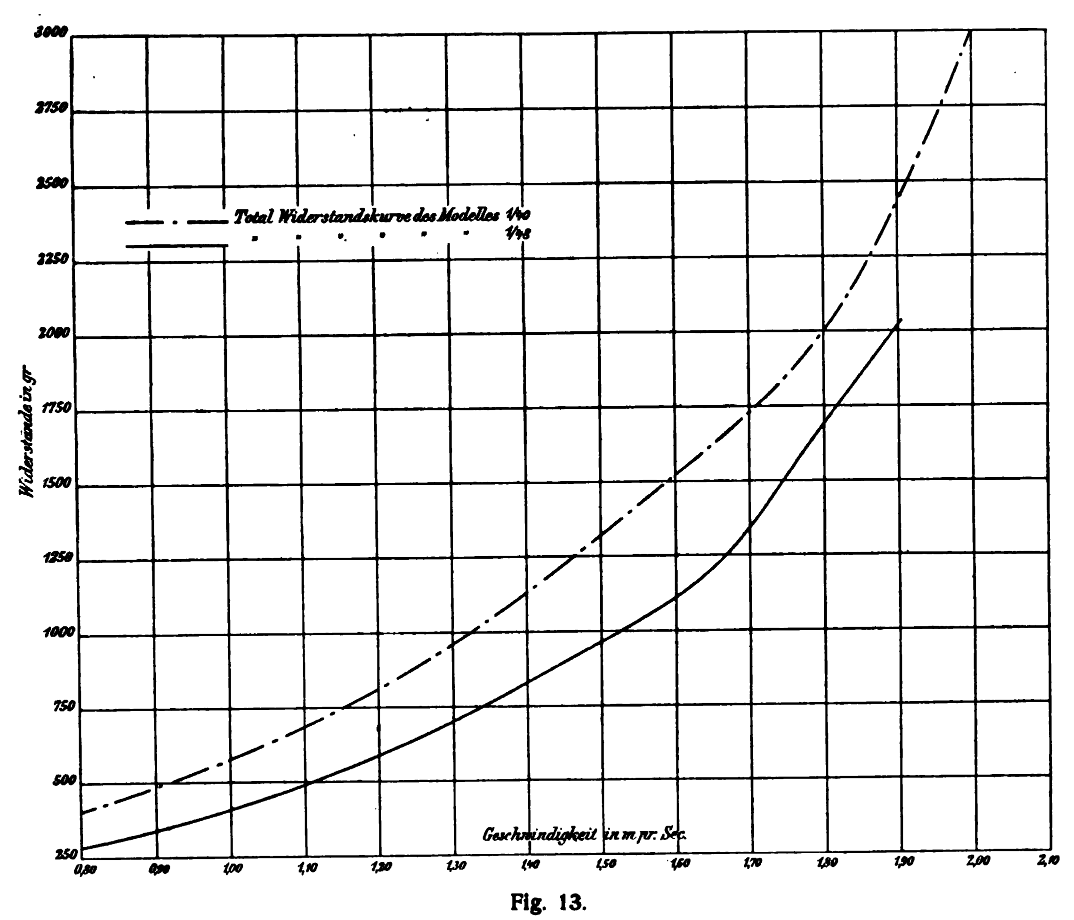
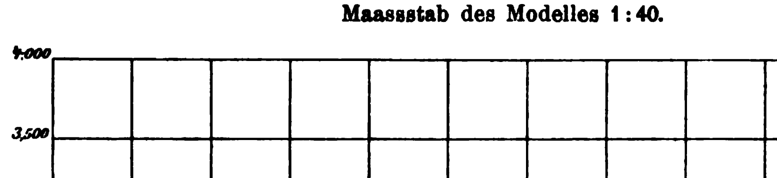


Fig. 13.

Die Durchschnittsgeschwindigkeit des Schnelldampfers „Kaiser Wilhelm der Grosse" beträgt 22,62 Knoten pro Stunde. Hierzu sind 17 520 effektive Pferdestärken erforderlich. Mit diesen 17 520 EPS würde das Schiff Modell c oder No. III 21,65 Knoten und das Schiff Modell e oder No. V 22,00 Knoten laufen. Durch die Wellenböcke würde die Geschwindigkeit also um 0,97 Knoten und durch die Abänderung des Hinterschiffes und Unterstützung der Wellen durch Böcke um 0,62 Knoten abnehmen.

Die Photographien Fig. 18—27 sollen zeigen, wie die Wellenbildung am Schiff (bezw. Modell) fixirt wird; die Zahlen sind Spantnummern, die kleinen schwarzen Strichelchen sind die Wasserlinien. Zusammen bilden sie ein Netz, in das sich die Kontur der Welle zeichnet. In den Figuren 33 und 34 ist dieses Netz von den Photographien auf eine verzerrte Zeichnung übertragen worden und zwar deshalb, um die Wellenbildungen an der ganzen Schiffslänge der Figuren 28—32 speciell für das Hinterschiff noch einmal deutlicher darzustellen.



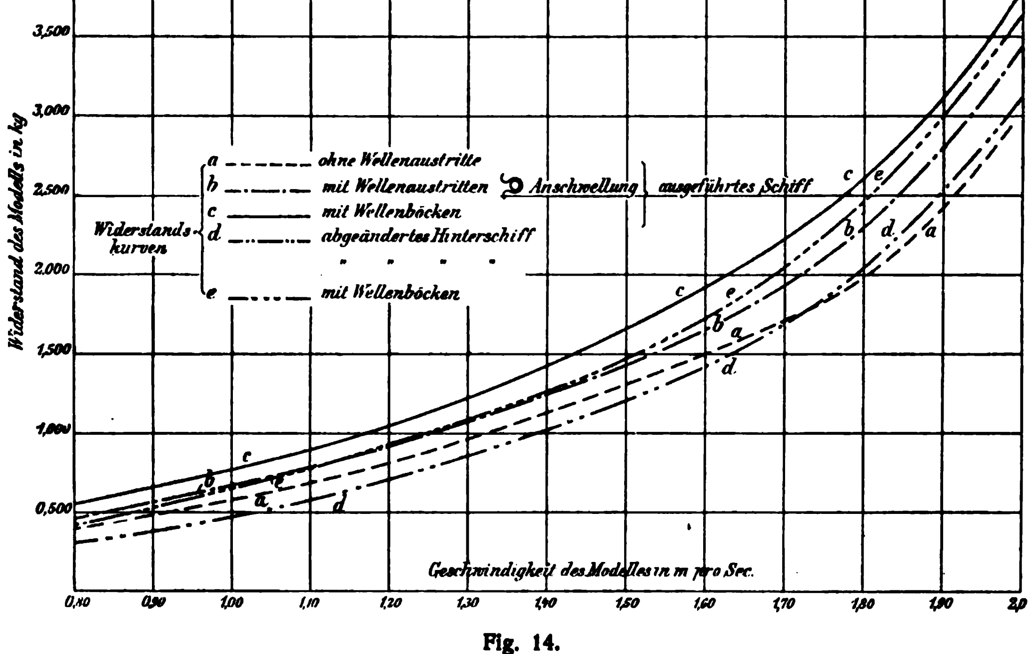
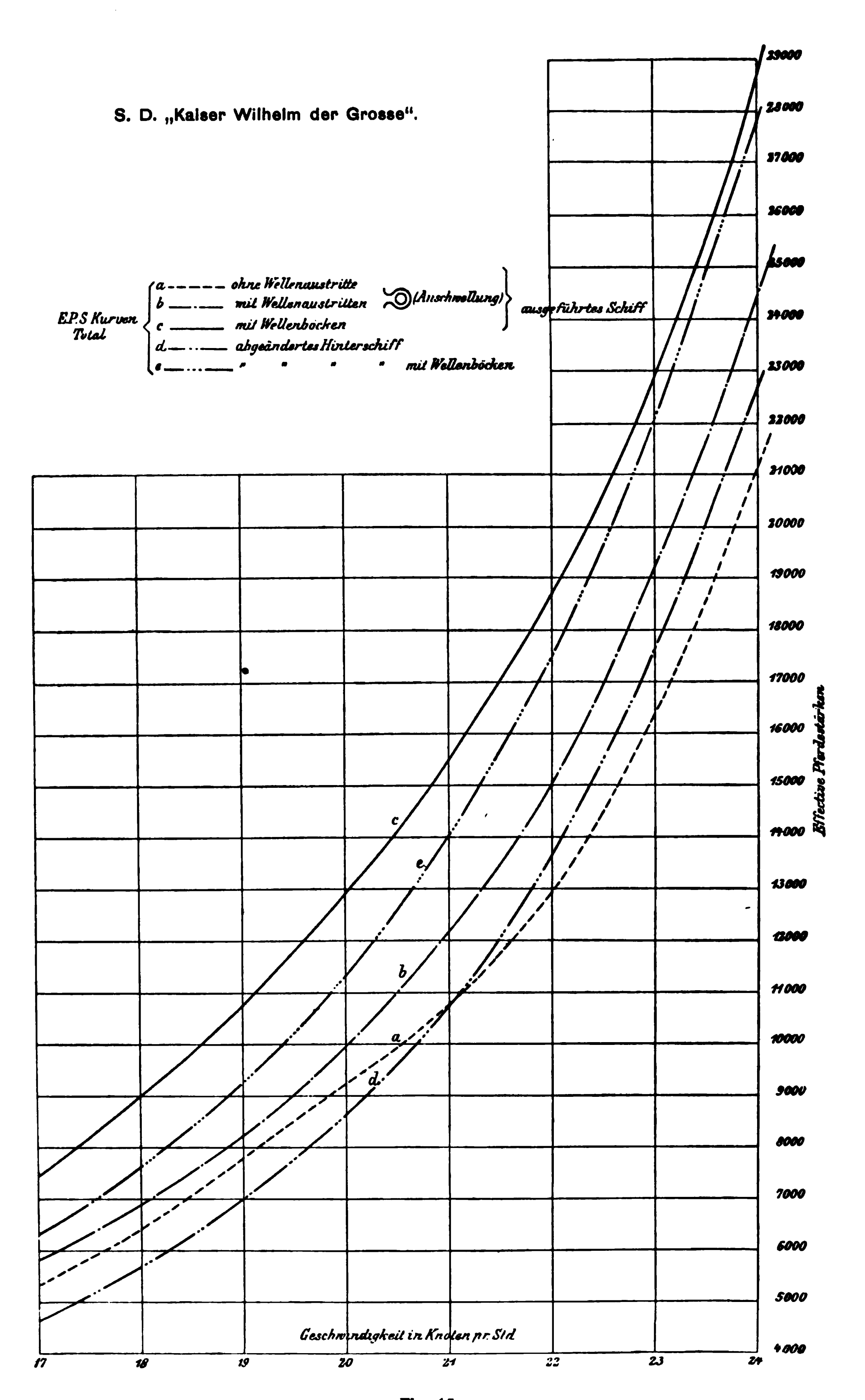


Fig. 14.

Ich glaube nicht zu viel zu behaupten, wenn ich sage, dass die Figuren 33 und 34 uns Aufschluss geben, weshalb das ausgeführte Schiff mit sogenannten Wellenhosen oder Anschwellungen verglichen mit den Schiffen, wo diese durch Wellenböcke ersetzt sind, sowohl bei der alten als auch bei der abgeänderten Hinterschiffsform den kleinsten Widerstand hat. Betrachten Sie bitte die gestrichelte Wellenlinie des Modells No. II der Figur 34. Gleich allen anderen Wellen hat sie das Bestreben zwischen Spant 2 und 3 am Schiff hoch zu laufen, sie wird aber in diesem Bestreben gehindert durch die



S. D. „Kaiser Wilhelm der Grosse".
E.P.S Kurven Total
a ------ ohne Wellenaustritte
b ——.—— mit Wellenaustritten
c ———— mit Wellenböcken
d ——..—— abgeändertes Hinterschiff
e ——...—— " " " " mit Wellenböcken
(Ausschwellung)
ausgeführtes Schiff
Geschwindigkeit in Knoten pr. Std
Effective Pferdestärken

Fig. 15.

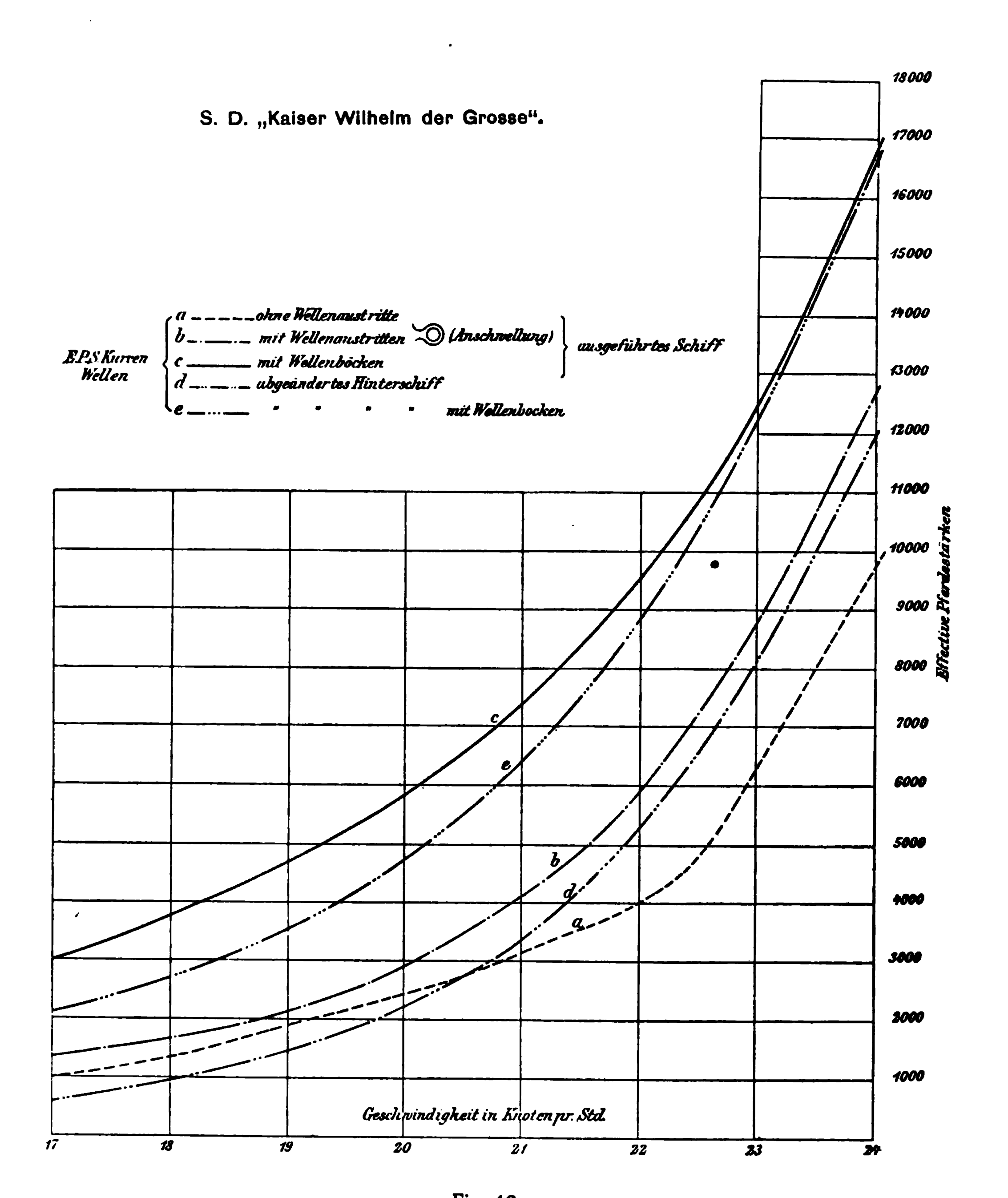

S. D. „Kaiser Wilhelm der Grosse".
E.P.S. Kurven Wellen
a ohne Wellenaustritte
b mit Wellenaustritten (Anschwellung)
c mit Wellenböcken
ausgeführtes Schiff
d abgeändertes Hinterschiff
e " " " " mit Wellenbocken
c
e
b
d
a
Geschwindigkeit in Knoten pr. Std.
17
18
19
20
21
22
23
24
Effective Pferdestärken
1000
2000
3000
4000
5000
6000
7000
8000
9000
10000
11000
12000
13000
14000
15000
16000
17000
18000

Fig. 16.

breiten Wellenhosen, welche etwa bei Spant 2 beginnen und bis Spant $^1/_2$ reichen. Sowie das Wasser das Ende der Wellenhose passirt hat, schiesst es plötzlich in die Höhe, die Welle bekommt bei Spant $^1/_2$ einen Knick. Es muss demgemäss das Wasser beim Schiffe b einen Druck nach oben auf die Wellenhosen ausüben, das Schiff gleichsam hinten hochheben bezw. am tiefen Eintauchen verhindern. Gestützt wird diese Behauptung einmal durch den Umstand, dass, wie aus der folgenden Zusammenstellung der Tauchungsänderungen S. 350 ersichtlich, das Modell b bei 22,62 Knoten nicht allein hinten

S. D. „Kaiser Wilhelm der Grosse."

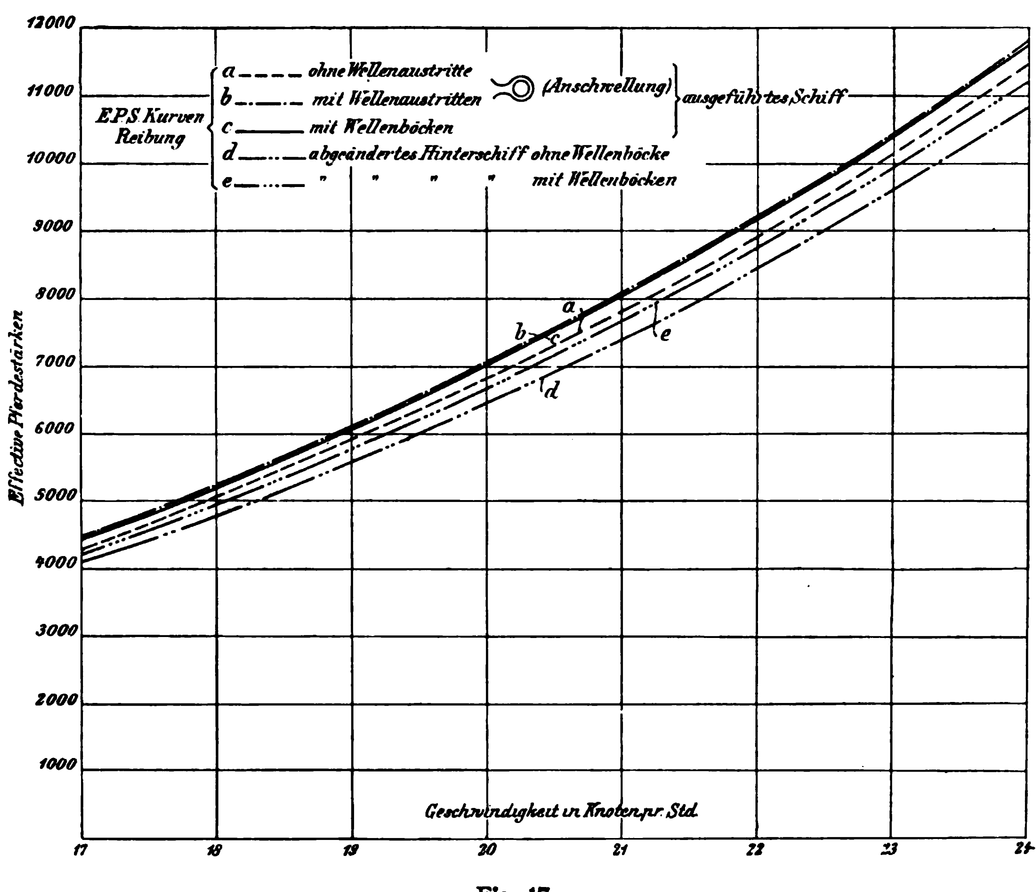


Fig. 17.

eine geringere Tauchungsänderung hat als vorn, sondern dass diese von allen Tauchungsänderungen auch die kleinste ist, und zweitens durch die Thatsache, dass Torpedoboote, welche in dem Unterwassertheil der hinteren Spanten flach sind, günstigere Resultate geliefert haben als die hinten scharfen, weil das flache Hinterschiff eine tiefe Eintauchung achtern verhindert.

Modell No. II (mit Wellenaustritten).

v = 21,06 kn.



Fig. 18.



Fig. 19.

v = 22,62 kn.



Fig. 20.



Fig. 21.

Modell No. IV (abgeändertes Hinterschiff, glattes Modell).

v = 21,06 kn.



Fig. 22.



Fig. 23.

v = 22,62 kn



Fig. 24.

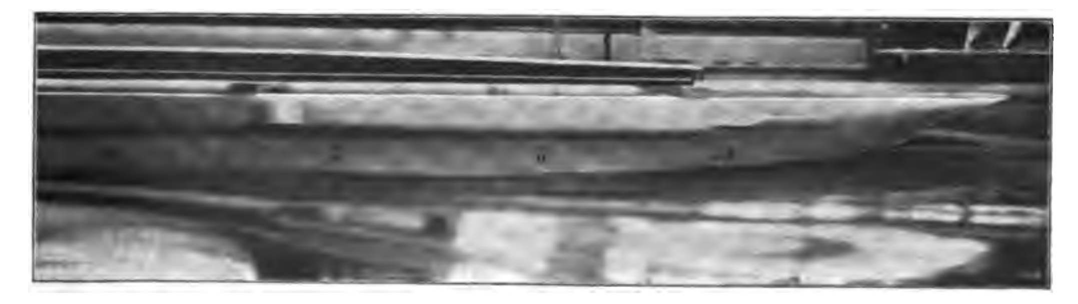


Fig. 25.

Tauchungsänderungen in mm.

Modell (1/40).

V	No. I		No. II		No. III		No. IV		No. V	
	vorn	hinten	vorn	hinten	vorn	hinten	vorn	hinten	vorn	hinten
21,06	7	10,0	5,5	6,0	4,5	5,0	5,0	7,0	5,5	6,0
22,62	7	10,5	5,0	4,5	6,0	7,5	7,5	10,0	7,0	9,0

Modell No. V (abgeändertes Hinterschiff mit Wellenböcken ohne Schrauben).

v. = 21,06 kn.



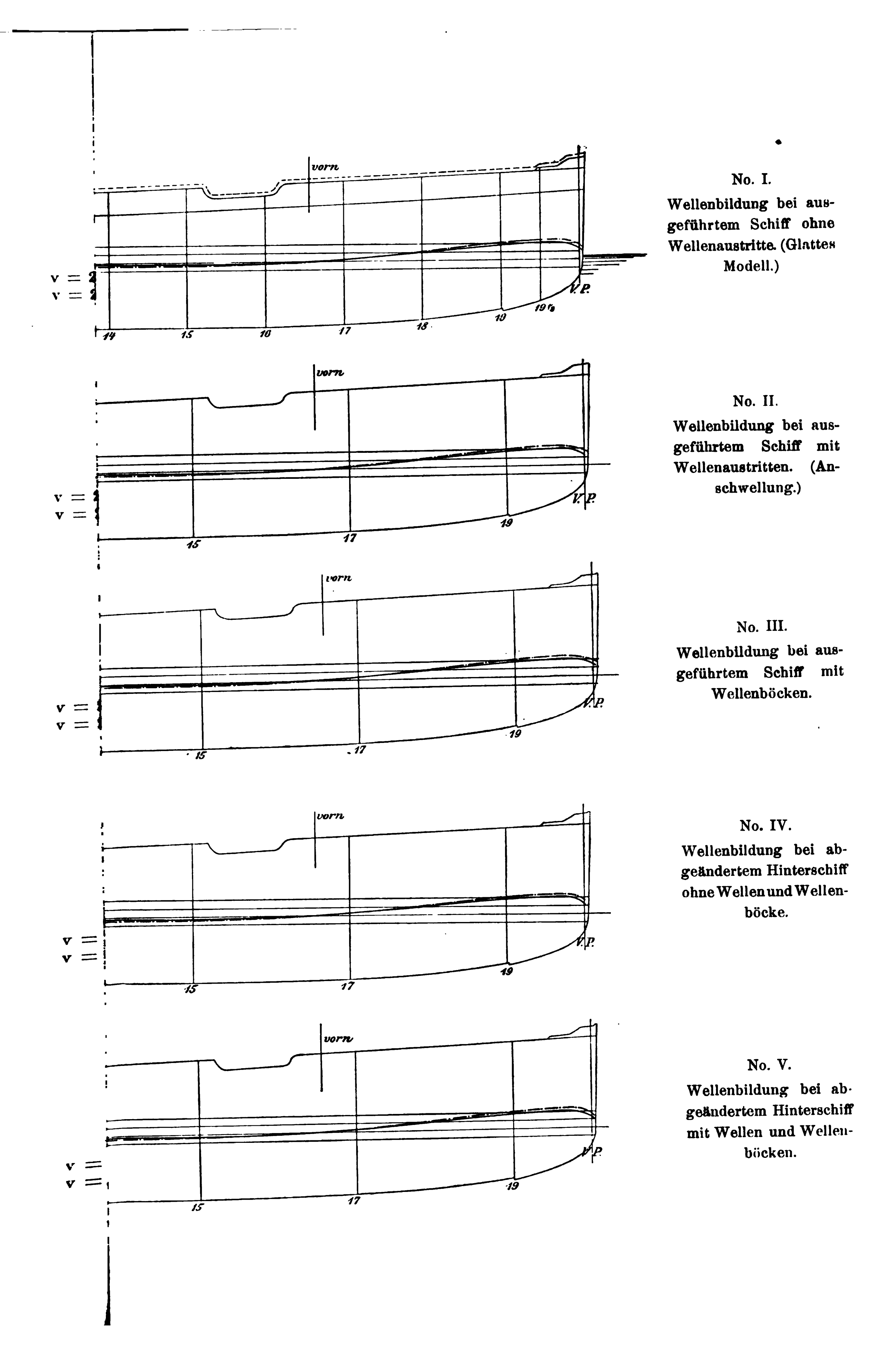
Fig. 26.

v = 22.62 kn.



Fig. 27.

Meiner Ueberzeugung nach sollte daher der Schiffbauer für Schiffe, die es gestatten, bei dem Zweischraubensystem stets die in Fig. 4 gezeichnete Art der Wellenaustritte wählen, denn sie gestattet nicht allein eine Beobachtung der Wellen auf fast ihrer ganzen Länge, sie bildet nicht allein eine Stützplatte gegen die Schlingerbewegung der Schiffe, sondern sie verursacht auch den geringsten Widerstand und erzielt die günstigsten Geschwindigkeiten.



No. I.
Wellenbildung bei ausgeführtem Schiff ohne Wellenaustritte. (Glattes Modell.)

No. II.
Wellenbildung bei ausgeführtem Schiff mit Wellenaustritten. (Anschwellung.)

No. III.
Wellenbildung bei ausgeführtem Schiff mit Wellenböcken.

No. IV.
Wellenbildung bei abgeändertem Hinterschiff ohne Wellen und Wellenböcke.

No. V.
Wellenbildung bei abgeändertem Hinterschiff mit Wellen und Wellenböcken.

Tabellen zur Vergleichung der EPS Total.

V	No. I Modell I (1/40) ausgeführtes Schiff ohne Wellen-austritte	Modell Ia (1/40) ausgeführtes Schiff ohne Wellen-austritte	No. II Modell II (1/40) ausgeführtes Schiff mit Wellen-austritten	No. III Modell III (1/40) ausgeführtes Schiff mit Wellen-böcken	No. IV Modell IV (1/40) abgeändertes Hinterschiff ohne Wellen-austritte	No. V Modell V (1/40) abgeändertes Hinterschiff mit Wellen-böcken
17	5326	5350	5815	7459	4660	6339
18	6420	6469	6922	9001	5725	7640
19	7826	7826	8245	10815	7017	9316
20	9236	9343	9954	12953	8675	11371
21	10831	10909	12179	15462	10749	14071
22	12900	12918	15063	18728	13683	17539
23	16374	16394	19170	23037	17673	22082
24	21156	21295	24449	28781	22693	27844
22,62	14875	14890	17520	21120	16040	20200
14000 E.P.S. bei	22,365 kn	22,36 kn	21,67 kn	20,44 kn	22,08 kn	20,98 kn
17520 E.P.S. bei			22,62 kn	21,65 kn		22,00 kn

EPS Wellen.

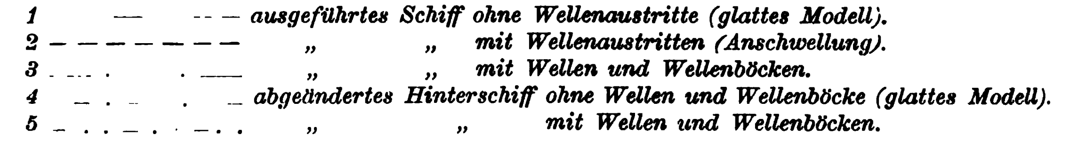
V	No. I	Ia	No. II	No. III	No. IV	No. V
17	1014	1038	1367	3027	563	2113
18	1350	1400	1691	3789	938	2682
19	1922	1933	2151	4733	1444	3542
20	2416	2524	2913	5838	2228	4689
21	2999	3077	4107	7404	3347	6397
22	3984	3984	5835	9532	5244	8787
23	6247	6268	8698	12635	8090	12162
24	9743	9882	12656	17031	11897	16665
22,62	5225	5240	7575	11230	6890	10755

EPS Reibung.

V	No. I	Ia	No. II	No. III	No. IV	No. V
17	4312	4312	4448	4432	4097	4226
18	5069	5069	5231	5212	4787	4958
19	5904	5893	6094	6072	5573	5774
20	6820	6819	7041	7015	6447	6632
21	7832	7832	8072	8058	7402	7674
22	8916	8934	9228	9176	8439	8752
23	10127	10126	10462	10403	9583	9920
24	11413	11413	11793	11750	10796	11179
22,62	9650	9650	9945	9900	9150	9445

S. D. „Kaiser Wilhelm der Grosse".

Maassstab der Länge 1 : 800.
Maassstab der Höhe 1 : 266²/₃.



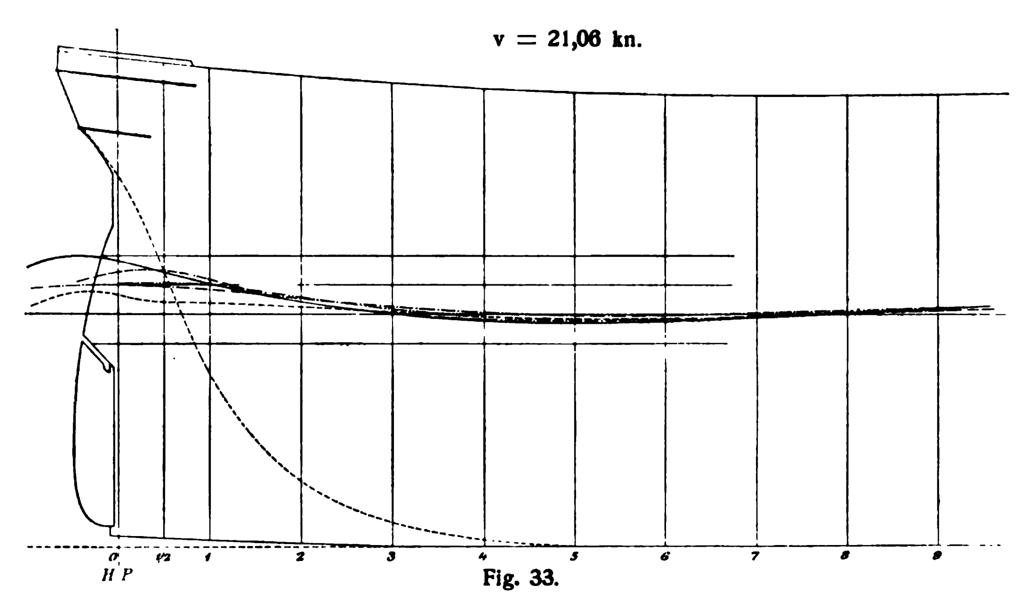
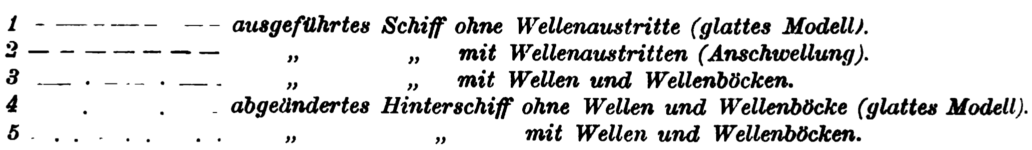


Fig. 33.



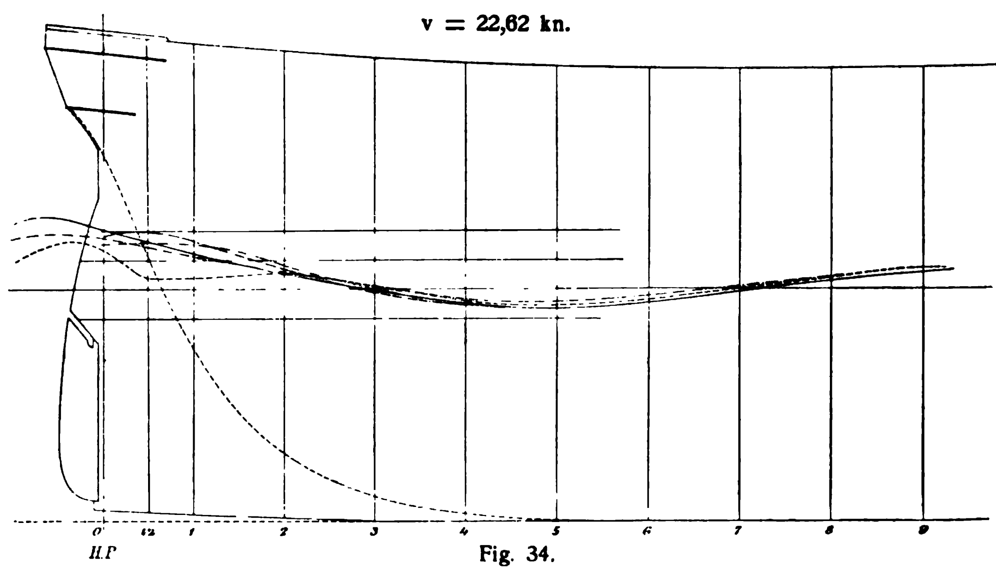


Fig. 34.

Sollte diese kleine Arbeit dazu beitragen, Ihnen die Wichtigkeit einer Schleppversuchsstation, wie sie der Norddeutsche Lloyd in Bremerhaven erbaut hat, nicht nur für eigene Zwecke, sondern mit dem Wunsche, dass sie ein Allgemeingut sämmtlicher interessirten Kreise werden möge, für die Entwicklung des Schiffbaues klar zu machen, so wäre dieselbe mehr als reichlich belohnt.

Anhang.

Die Froude'sche Schiffswiderstandstheorie in ihrer Anwendung auf Schiffsmodelle.

Einleitung: Die Froude'sche Schiffswiderstandstheorie ist auf dem von Newton entdeckten mechanischen Aehnlichkeitsgesetz aufgebaut. Froude theilt den Totalwiderstand eines im Wasser bewegten Schiffsmodells in einen Reibungswiderstand und in einen wellen- und wirbelbildenden. Durch Schleppversuche wird der erstere bestimmt, durch Abzug des nach einer empirischen Formel berechneten Reibungswiderstandes vom Totalwiderstand ergiebt sich der letztere.

Das mechanische Aehnlichkeitsgesetz besagt: Wenn sich zwei Schiffskörper, deren lineare Abmessungen, also Längen, Breiten und Tiefen sich verhalten wie $\alpha : 1$, derart im Wasser bewegen (die Bewegung erfolge bei beiden genau in der Richtung der Längsschiffsachse), dass die Geschwindigkeit in Metern des α mal grösseren Schiffskörpers V gleich ist der Geschwindigkeit des kleineren Schiffskörpers oder des Schiffsmodelles v multiplicirt mit der Quadratwurzel aus α, dann verhalten sich die wellen- und wirbelbildenden, oder Restwiderstände vom Schiff zum Modell wie $\alpha^3 : 1$. V und v heissen korrespondirende Geschwindigkeiten.

Wenn also durch Schleppversuche und durch Berechnung des Reibungswiderstandes der wellen- und wirbelbildende Widerstand des Modells gefunden ist, so braucht dieser Restwiderstand nur mit dem Kubus des Maassstabes des

Schiffes zum Modell multiplicirt werden, um den Restwiderstand für das Schiff zu erhalten.

Der Reibungswiderstand des Schiffes wird nach derselben Formel berechnet wie der des Modells; Restwiderstand des Schiffes und sein Reibungswiderstand addirt ergeben den Total- oder den gesuchten Widerstand des Schiffes.

Es sei im Folgenden

w_m der Totalwiderstand des Schiffsmodells,

w_r der Reibungswiderstand des Schiffsmodells,

w_w der wellen- und wirbelbildende Widerstand des Schiffsmodells,

ergo

$$w_m = w_r + w_w .$$

Es sei ferner

W_s der Totalwiderstand des Schiffes,

W_r der Reibungswiderstand des Schiffes,

W_w der wellen- und wirbelbildende Widerstand des Schiffes,

ergo

$$W_s = W_r + W_w .$$

Nach dem mechanischen Aehnlichkeitsgesetz aber ist:

$$w_w . \alpha^3 = W_w , \text{ folglich } \underline{W_s = W_r + \alpha^3 . w_w .}$$

Wenn die linearen Abmessungen des Schiffes α mal so gross sind wie die seines Modells, so bestehen zwischen den Längen, Breiten und Tiefgängen von Schiff und Modell folgende Beziehungen: $L = \alpha . l$, $B = \alpha . b$, $T = \alpha . t$, worin L, B und T die Abmessungen des Schiffes, l, b und t die des Modells sein sollen. Es müssen sich ferner die benetzten Oberflächen F und f von Schiff und Modell wie $\alpha^2 : 1$ und die Deplacements D und d dieser beiden absolut ähnlichen Körper wie $\alpha^3 : 1$ verhalten. Daher ist $F = \alpha^2 . f$ und $D = \alpha^3 . d$.

Der Reibungswiderstand des Modells wird nach der empirischen Formel

$$w_r = \gamma f . v^{1,825} \lambda_m$$

bestimmt, worin γ das specifische Gewicht des Wassers im Schleppbassin, f die benetzte Oberfläche des eingetauchten Theils des Modellrumpfes, v die korrespondirende Modellgeschwindigkeit und λ_m der Reibungskoëfficient der Modelloberfläche mit dem Wasser bezeichnet.

Der Reibungswiderstand des Schiffes ergiebt sich nach einer gleichen Formel zu

$$W_r = \gamma_1 . F . V^{1,825} . \lambda_s,$$

worin wiederum γ_1 das specifische Gewicht des Meerwassers, F die benetzte Oberfläche, V die Schiffsgeschwindigkeit und λ_s den Schiffsoberflächen-Reibungskoëfficienten bedeuten. — Da nun aber

$$F = \alpha^2 . f \quad \text{und} \quad V = v . \sqrt{\alpha} \text{ ist,}$$

so wird, wenn diese Werthe für F und V in obiger Gleichung eingesetzt werden,

$$W_r = \gamma_1 . \alpha^2 . f . (v . \sqrt{\alpha})^{1,825} . \lambda_s .$$

Es ist demnach, da

$$W_s = W_r + W_w \quad \text{und} \quad W_w = \alpha^3 . w_w,$$

$$W_s = \gamma_1 . \alpha^2 . f (v . \sqrt{\alpha})^{1,825} . \lambda_s + \alpha^3 . w_w,$$

$$w_w = w_m - w_r = w_m - \gamma . f . v^{1,825} . \lambda_m,$$

folglich:

$$\begin{aligned} W_s &= \gamma_1 . \alpha^2 . f . (v . \sqrt{\alpha})^{1,825} . \lambda_s + \alpha^3 . (w_m - \gamma . f . v^{1,825} . \lambda_m) \\ &= \gamma_1 . f . v^{1,825} . \lambda_s . \alpha^{2,9125} + \alpha^3 . w_m - \gamma . f . v^{1,825} . \alpha^3 . \lambda_m \\ &= \alpha^2 . f . v^{1,825} . (\gamma_1 . \lambda_s . \alpha^{0,9125} - \gamma . \lambda_m . \alpha) + \alpha^3 . w_m . \end{aligned}$$

Wird $\alpha^{0,9125} = \alpha$ gesetzt, so ergiebt sich angenähert

$$\underline{W_s = \alpha^3 . [f . v^{1,825} . (\gamma_1 . \lambda_s - \gamma . \lambda_m) + w_m].}$$

Wird der Totalwiderstand W_s des Schiffes in kg mit der Schiffsgeschwindigkeit $V = v . \sqrt{\alpha}$ in Metern multiplicirt und durch 75 dividirt, so erhält man angenähert die effektive Leistung, welche erforderlich ist, um das Schiff mit der Geschwindigkeit V vorwärts zu bewegen.

$$\frac{W_s . V}{75} = \text{EPS.} = \frac{v . \sqrt{\alpha}}{75} . \alpha^3 . [f . v^{1,825} . (\gamma_1 . \lambda_s - \gamma . \lambda_m) + w_m]$$

$$= \frac{\alpha^{7/2} . v}{75} . [f . v^{1,825} (\gamma_1 . \lambda_s - \gamma . \lambda_m) + w_m].$$

Ist durch Schleppversuche w_m ermittelt, so lässt sich aus dieser Formel die effektive Leistung für das Schiff berechnen, vorausgesetzt, dass λ_m und λ_s, die ausser von der Beschaffenheit der benetzten Oberfläche von der Modell- bezw. Schiffslänge abhängen, aus Tabellen bekannt sind. Da aber erfahrungsgemäss die effektive Leistung nur ein Bruchtheil der indicirten Maschinenleistung ist, so muss diese durch einen Bruch dividirt werden, um letztere zu erhalten:

$$IPS = \frac{EPS}{\eta}; \; \eta = 0{,}33 - 0{,}54.$$

Der Werth dieses Bruches hängt im wesentlichen von der Grösse des Schiffes, von der Geschwindigkeit und dem Schiffstyp ab; er kann nur durch zahlreiche Schleppversuche mit Modellen vorhandener Schiffe und durch Vergleiche der hieraus berechneten effektiven Leistung mit der indicirten Maschinenleistung dieser Schiffe festgestellt werden.

Froude's Methode der Konstanten.

Entwickelung: Wie bereits früher erwähnt wurde, ist nach dem Principe des mechanischen Aehnlichkeitsgesetzes der wellen- und wirbelbildende Widerstand eines Schiffes W_w gleich dem seines Modells w_w multiplicirt mit dem Kubus des Maassstabes α, vorausgesetzt, dass zwischen den Geschwindigkeiten von Schiff und Modell die Gleichung besteht.

$$V = v \,.\, \sqrt{\alpha}$$

Es ist somit:

$$W_w = \alpha^3 \,.\, w_w \quad \text{wenn } V = v \,.\, \sqrt{\alpha},$$

oder wenn der Maassstab α_1 war,

$$W_w = \alpha_1^3 \,.\, w'_w \quad \text{wenn } V = v \,.\, \sqrt{\alpha_1}.$$

Folglich:

$$\frac{W_w}{w_w} = \alpha^3; \quad \frac{W_w}{w'_w} = \alpha_1^3, \text{ oder da } \alpha^3 = \frac{D}{d}, \quad \alpha_1^3 = \frac{D}{d_1},$$

$$\frac{W_w}{w_w} = \frac{D}{d}; \quad \frac{W_w}{w'_w} = \frac{D}{d_1}.$$

Hieraus folgt:

$$\frac{W_w}{D} = \frac{w_w}{d} = \frac{w'_w}{d_1} = \frac{w''_w}{d_2} = \text{konst.} = C_w.$$

Aehnlich ergiebt sich für:

$$V = v \,.\, \sqrt{\alpha} = v_1 \,.\, \sqrt{\alpha_1} = v_2 \,.\, \sqrt{\alpha_2}, \text{ da } \sqrt{\alpha} = \left(\frac{D}{d}\right)^{1/6}, \; \sqrt{\alpha_1} = \left(\frac{D}{d_1}\right)^{1/6} \text{ etc.},$$

$$V = v \,.\, \left(\frac{D}{d}\right)^{1/6} = v_1 \,.\, \left(\frac{D}{d_1}\right)^{1/6} = v_2 \,.\, \left(\frac{D}{d_2}\right)^{1/6}, \text{ oder}$$

$$\frac{V}{D^{1/6}} = \frac{v}{d^{1/6}} = \frac{v_1}{d_1^{1/6}} = \frac{v_2}{d_2^{1/6}} = \text{konst.} = K.$$

Aus der Bestimmung der Konstanten C_w und K geht hervor, dass sie für verschiedene Schiffe desselben Schiffstyps unabhängig sind von den

absoluten Grössen der einzelnen Schiffe, sobald sich nur diese Schiffe mit korrespondirenden Geschwindigkeiten bewegen, die Konstanten K und C_w charakterisiren daher gewissermassen den Schiffstyp.

Es bezeichne wie früher l die Länge, b die Breite, t die Tiefe, f die benetzte Oberfläche, v die Geschwindigkeit, d das Deplacement, w_m den totalen, w_r den Reibungs- und w_w den wellen- und wirbelbildenden Widerstand des Modells, dagegen L, B, T, F, V, D, W_s, W_r und W_w das gleiche für das Schiff, dessen lineare Abmessungen α, dessen Flächen α^2 und dessen Deplacements α^3 mal so gross sind wie die entsprechenden des Modells. Dann ist wiederum:

$$W_w = \alpha^3 . w_w \quad \text{oder} \quad \frac{W_w}{w_w} = \alpha^3 = \frac{D}{d},$$

folglich:

$$\frac{W_w}{D} = \frac{w_w}{d} \quad \text{und da } W_w = W_s - W_r \text{ und } w_w = w_m - w_r$$

$$\frac{W_s - W_r}{D} = \frac{w_m - w_r}{d} = C_w,$$

folglich:

$$\frac{W_s}{D} = \frac{w_m}{d} - \frac{w_r}{d} + \frac{W_r}{D}.$$

Setzen wir nun der Einfachheit halber

$$\text{für } \frac{W_s}{D} = C_e, \text{ für } \frac{w_m}{d} = C, \text{ für } \frac{w_r}{d} = F_m \text{ und für } \frac{W_r}{D} = F_s,$$

so erhalten wir die Gleichung

$$\underline{C_e = C - F_m + F_s.}$$

In dieser Gleichung ergeben sich die Werthe für $C = \frac{w_m}{d}$ ohne weiteres aus den Schleppversuchen mit dem Modell, während für die Ermittelung von

$$F_m = \frac{w_r}{d} \text{ und } F_s = \frac{W_r}{D}$$

die Berechnung der Reibungswiderstände sowohl für das Modell als auch für das Schiff erforderlich sind. — Diese Berechnung erfolgt nach den bereits früher erwähnten Formeln. Darnach ist:

$$F_m = \frac{w_r}{d} = \frac{1}{d} . \gamma . f . v^{1,825} . \lambda_m \text{ und } F_s = \frac{1}{D} . \gamma_1 . F . V^{1,825} . \lambda_s.$$

Aus dem Aehnlichkeitsverhältniss von Schiff und Modell ergiebt sich:

$$D = \alpha^3 \,.\, d, \quad \frac{D}{d} = \alpha^3 \text{ ergo } \alpha = \frac{D^{1/3}}{d^{1/3}} \text{ und } \alpha^2 = \frac{D^{2/3}}{d^{2/3}};$$

da nun ferner:

$$\frac{L}{l} = \alpha, \text{ so } \frac{L}{l} = \frac{D^{1/3}}{d^{1/3}} \text{ oder } \frac{L}{D^{1/3}} = \frac{l}{d^{1/3}} = \frac{l_1}{{d_1}^{1/3}} \ldots = \text{const.} = L_c \text{ für denselben Schiffstyp}$$

$$\text{und } \frac{F}{f} = \alpha^2 = \frac{D^{2/3}}{d^{2/3}} \text{ ergo } \frac{F}{D^{2/3}} = \frac{f}{d^{2/3}} = \frac{f_1}{{d_1}^{2/3}} = \ldots \text{const.} = F_c \text{ für denselben Schiffstyp}$$

$$\text{und } \frac{V}{D^{1/6}} = \frac{v}{d^{1/6}} = \frac{v_1}{{d_1}^{1/6}} = K,$$

so kann in den Gleichungen für F_m und F_s demnach gesetzt werden:

$$\begin{array}{ll} \text{für } f = F_c \,.\, d^{2/3} & \text{und für } F = F_c \,.\, D^{2/3} \\ v = K \,.\, d^{1/6} & V = K \,.\, D^{1/6} \\ d = l^3 \,.\, L_c^{-3} & D = L^3 \,.\, L_c^{-3} \end{array}$$

demnach wird:

$$F_m = \frac{1}{d} \,.\, \gamma \,.\, F_c \,.\, d^{2/3} \,.\, (K \,.\, d^{1/6})^{1,825} \,.\, \lambda_m = \gamma \,.\, F_c \,.\, \lambda_m \,.\, K^{1,825} \,.\, d^{-1 + 2/3 + \frac{1,825}{6}}$$

$$= \gamma \,.\, F_c \,.\, \lambda_m \,.\, K^{1,825} \,.\, d^{-\frac{0,175}{6}} = \gamma \,.\, F_c \,.\, K^{1,825} \,.\, L_c^{\,0,0875} \,.\, \lambda_m \,.\, l^{-0,0875} \,.$$

$$\lambda_m \,.\, l^{-0.0875} = O_m$$

$$\underline{F_m = O_m \,.\, \gamma \,.\, F_c \,.\, K^{1,825} \,.\, L_c^{\,0,0875} \,.}$$

Nach gleicher Entwickelung ergiebt sich für F_s, wenn

$$\lambda_s \,.\, L^{-0,0875} = O_s$$

gesetzt wird:

$$\underline{F_s = O_s \,.\, \gamma_1 \,.\, F_c \,.\, K^{1,825} \,.\, L_c^{\,0,0875} \,.}$$

Die Werthe für O_m und O_s sind ebenso, wie früher die für λ_m und λ_s, aus Tabellen oder Kurven bekannt. Sie hängen lediglich von der absoluten Länge des Modells oder des Schiffes und der Art der benetzten Oberfläche ab.

Da $w_m = w_r + w_w$ ist, so muss nach früheren Voraussetzungen ebenfalls $C = F_m + C_w$ sein, oder $C_w = C - F_m$. Wird hierin der soeben berechnete Werth von F_m eingesetzt, so ergiebt sich:

$$C_w = \frac{w_m}{d} - \gamma \,.\, F_c \,.\, L_c^{\,0,0875} \,.\, K^{1,825} \,.\, O_m.$$

Es ist aber C_w eine Konstante, die bei vollkommen ähnlichen Schiffen, so lange sich diese mit korrespondirenden Geschwindigkeiten bewegen, unabhängig ist von der absoluten Grösse der Schiffe oder Modelle.

$$C_w = \frac{W_w}{D},$$

ergo

$$\frac{W_w}{D} = \frac{w_m}{d} - \gamma \, . \, F_c \, . \, L_c^{\,0{,}0875} \, . \, K^{1{,}825} \, . \, O_m.$$

Es war:

$$\frac{W_s}{D} = \frac{W_w}{D} + \frac{W_r}{D}, \quad \frac{W_r}{D} = F_s,$$

folglich:

$$C_e = \frac{W_s}{D} = \frac{w_m}{d} - \gamma \, . F_c \, . \, L_c^{\,0{,}0875} \, . \, K^{1{,}825} \, . \, O_m + \gamma_1 \; F_c \, . \, L_c \, . \, K^{1{,}825} \, . \, O_s$$

$$= \frac{w_m}{d} - F_c \, . \, L_c^{\,0{,}0875} \, . \, K^{1{,}825} \, . \, (\gamma \, . \, O_m - \gamma_1 \, . \, O_s).$$

Aus der Entwickelung dieser Gleichung geht ohne weiteres hervor, dass man den Gesammtwiderstand irgend eines beliebigen Schiffes eines bestimmten Typs sofort berechnen kann, sobald die Konstanten F_c, K und L_c berechnet, und der Widerstand des diesem Schiffe ähnlichen Modells aus Schleppversuchen bekannt ist.

Die effektive Leistung, welche erforderlich ist, um das Schiff mit der Geschwindigkeit V fortzubewegen, ergiebt sich zu

$$EPS = D \, . \left[\frac{w_m}{d} - F_c \, . \, L_c^{\,0{,}0875} \, . \, K^{1{,}825} \, . \, (\gamma \, . \, O_m - \gamma_1 \, O_s)\right] . \frac{V}{75}.$$

Die in dieser Gleichung mit O_m und O_s bezeichneten Werthe, die also Funktionen des Reibungskoëfficienten und der Schiffs- bezw. Modelllänge sind, weichen von den Werthen O_m und O_s ab, die R. E. Froude in seiner Abhandlung: „On the „Constant" system of notation of results of experiments on models used at the admiralty experiment works 1888" giebt. Um die Froude'schen Werthe benutzen zu können, muss auf die Froude'sche Entwickelung der Konstanten K und C, die wiederum unseren Werthen K und C nur ähnlich sind, näher eingegangen werden:

In § 9 der soeben erwähnten Abhandlung setzt Froude $K = \frac{V}{\Delta^{1/6}}$, worin mit V die Geschwindigkeit und mit Δ das Deplacement bezeichnet ist; in

§ 10 finden wir $C = \frac{R}{\varDelta}$, wo R den Widerstand bedeutet. Weil nun bei gleichbleibendem Deplacement mit der Zunahme von V oder der Vergrösserung von K, der Werth C, da der Widerstand mit einer Potenz von V grösser als 1 wächst, unverhältnissmässig schnell zunehmen würde, so bringt Froude willkürlich K^2 in den Nenner von C, sodass

$$C = \frac{R}{\varDelta . K^2}$$

wird, oder den Werth für K hierin eingesetzt:

$$C = \frac{R}{\varDelta^{2/3} . V^2}.$$

Nach § 12 ist $R . V = EHP$, ergo, da

$$R = C . \varDelta^{2/3} . V^2,\ C = \frac{EHP}{\varDelta^{2/3} . V^3}.$$ [1]

In § 15 wählt Froude, um K zu einem Einheitswerth zu machen, die Geschwindigkeit einer trochoïdalen Welle von der Länge $\frac{1}{2} \varDelta^{1/3} = \frac{U}{2}$; es drückt somit K das Verhältniss der Modell- oder Schiffsgeschwindigkeit zu einer Geschwindigkeitseinheit V' aus, die abhängig ist vom Deplacement:

$$K = \frac{V}{V'},$$

und da

$$V' = \varDelta^{1/6} . \sqrt{\frac{g}{4\pi}},$$

so wird:

$$K = \frac{V}{\varDelta^{1/6}} \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{g}}.$$

An dieser Stelle möge es gestattet sein, den Werth für V' kurz zu entwickeln. Auf Grund der heutzutage allgemein angenommenen Hypothese

---

[1]) EHP = Widerstand in lbs. engl. × Geschwindigkeit in Fuss pro Minute ÷ 33000.
1 EHP = 550 Sekundenfusspfund.

über Wellenbewegung ist diese letztere eine trochoïdale, d. h. ein Schnitt durch die Welle in der Bewegungsrichtung ist durch eine verkürzte Cykloïde oder Trochoïde begrenzt. Man nimmt an, dass die Wassertheilchen, welche sich an der Oberfläche der Wellen befinden, Kreise beschreiben, deren Centren nicht fortschreiten. Diese Annahme ist bestätigt worden durch Versuche mit einem Stückchen Kork an der Oberfläche eines durch regelmässige Wellen bewegten tiefen Wassers. Man beobachtete, dass dieser Kork sich nicht allein hob und senkte, sondern dass er sich auch in horizontaler Richtung hin und her bewegte, und zwar zunächst um ein gewisses Stück gegen die Richtung, dann um das Doppelte dieses Stücks in der Richtung und zuletzt wieder um das erste Stück gegen die Richtung der Wellen. Die Totallänge der horizontalen Verschiebung war annähernd gleich der vertikalen Bewegung: $1-3 = 4-2$.

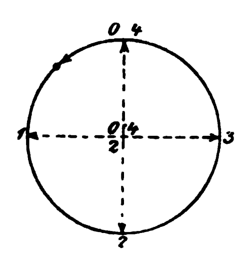


Fig. 35.

Die Zeit, in der der Kork diese Bewegung ausführte, war gleich der Wellenperiode, d. h. gleich der Zeit, in der sich ein Wellenkamm oder -Thal durch die Länge λ der Welle bewegte. Man kann sich daher die Trochoïde konstruirt denken aus einem Wälzungskreise, dessen Radius R derart bemessen ist, dass $2R.\pi = \lambda$. Der beschreibende Punkt der Trochoïde liegt dann in einer Entfernung r vom Mittelpunkt des Wälzungskreises ($R > r$), die gleich dem Radius des Kreises ist, auf dem die Wassertheilchen der Wellenoberfläche rotiren. Bezeichnen wir die Zeit, in der die Welle um das Stück λ fortschreitet, oder in der ein Wassertheilchen der Oberfläche den Kreis $2r\pi$ durchläuft, mit T, so ist die horizontale Geschwindigkeit der Welle $v = \frac{2R\pi}{T}$ und die Geschwindigkeit der rotirenden Wassertheilchen $v_1 = \frac{2r\pi}{T}$. Letztere sind bei ihrer Rotation zwei Kräften unterworfen, der Centrifugalkraft $\frac{m.v_1^2}{r}$ und der Schwerkraft $m.g$, wenn m die Masse eines Wassertheilchens bedeutet.

Denke ich mir die Centrifugalkraft $\frac{m.v_1^2}{r}$ graphisch dargestellt und in einem Maassstab aufgetragen, dass ihre Länge gleich r ist, so wird sich das Wassertheilchen im dynamischen Gleichgewicht befinden, sobald der Centrifugalkraft eine Kraft gleich r und der Schwerkraft eine andere gleich R entgegen wirkt, vorausgesetzt, dass der Radius des Wälzungskreises R derart gewählt ist, dass die Schwerkraft, in dem gleichen Maassstab wie die Centrifugalkraft

aufgetragen, die Strecke R ergiebt. Aus der Aehnlichkeit der schraffirten Dreiecke erhellt sofort:

$$\frac{m \cdot v_1^2}{r} : m \cdot g = r : R,$$

demnach:

$$R : r = g : \frac{v_1^2}{r}.$$

Es ist aber:

$$v_1 = \frac{2 r \pi}{T},$$

ergo

$$R : r = g : \frac{4\pi^2 \cdot r}{T^2}, \quad T = \sqrt{\frac{4\pi^2 \cdot R}{g}}.$$

Fig. 36

Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit v der Welle war aber:

$$v = \frac{2 R \pi}{T}, \quad T = \frac{2 R \pi}{V},$$

ergo

$$\frac{2 R \pi}{v} = \sqrt{\frac{4 \pi^2 \cdot R}{g}},$$

daraus

$$v = \sqrt{g \cdot R}, \quad R = \frac{\lambda}{2\pi}, \quad v = \sqrt{\frac{g \cdot \lambda}{2\pi}}.$$

Ist nun nach Froude:

$$\lambda = \frac{U}{2} = {}^1/_2 \Delta^{1/_3},$$

so wird:

$$V' = \Delta^{1/_6} \cdot \sqrt{\frac{g}{4\pi}}.$$

In dem Ausdruck für

$$K = \frac{V}{\Delta^{1/_6}} \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{g}}$$

ist V in Fuss pro Sekunde und das Deplacement Δ in Kubikfuss auszudrücken

$$g = 32{,}17', \quad \pi = 3{,}14.$$

§ 16 lautet: K so ausgedrückt wird zur Einheit für etwa 7 Knoten Geschwindigkeit und ein 5000 Tons[1]) grosses Schiff; denn

$$K = \frac{7 \cdot 0{,}5144 \cdot 3{,}28}{\sqrt[6]{\frac{5000 \cdot 1{,}016}{1{,}026} \cdot 3{,}28^3}} \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{32{,}17}} = 0{,}99,$$

---

[1]) 1 Ton engl. = 1,016 Tonnen, specifisches Gewicht des Meerwassers $\gamma_1 = 1{,}026$. 1 m = 3,28 Fuss engl., 1 Knoten pro Stunde = 0,5144 m pro Sekunde.

und weiter: der Widerstand für diesen Werth von K ist im allgemeinen kleiner als $^1/_{1000}$ des Deplacements, Froude hat daher in dem Ausdruck für C, um die Decimalen zu vermeiden, den Zähler mit 1000 multiplicirt. Wenn durch R der Widerstand und $\varDelta$ das Deplacement in irgend welchen zu einander passenden Einheiten ausgedrückt werden, so wird endlich

$$C = \frac{R}{\varDelta . K^2} . 1000$$

und für K den Werth auf Seite 362 eingesetzt:

$$C = \frac{R}{\varDelta . V^2} \cdot \frac{g}{4\pi} . 1000 . \varDelta^{1/3} = \frac{R}{\varDelta^{2/3} . V^2} \cdot \frac{g}{4\pi} . 1000.$$

§ 18. Soll der Werth von C für „ähnliche“ Schiffe verschiedenen Maassstabes „konstant“ sein, so muss das „Law of comparison“ (mechanische Aehnlichkeitsgesetz) unbedingt Giltigkeit haben. Um daher die Werthe für C, die aus Versuchen mit einem Modell bestimmt sind, brauchbar für das entsprechende Schiff zu machen, muss ein Abzug stattfinden, der Oberflächenreibungskorrektur genannt wird, und dessen Werth von der Grösse des Schiffes abhängt. Hierzu sei bemerkt, dass der korrigirte Werth von C, bezeichnen wir ihn mit ©, unserem früher eingeführten Werthe C_w entspricht $C_w = C - F_m$.

In § 19, 20 und 21 erklärt Froude die „Elements of Form“, d. h. die sog. Längen- und Oberflächenkonstanten für ähnliche Schiffe $\mathfrak{M}$ und $\mathfrak{S}$, von denen

$$\mathfrak{M} = \frac{L}{U} \text{ und } \mathfrak{S} = \frac{S}{U^2}$$

ist, wo L die Schiffslänge in Fuss, S die benetzte Oberfläche in Quadratfuss bezeichnen. $U = \varDelta^{1/3}$. Diese Konstanten entsprechen unseren Werthen L_c und F_c.

Beide dienen zur Bestimmung der Oberflächenreibungskorrektur. Die Konstante $\mathfrak{M}$ ist ausserdem aber noch in besonderem Maasse zum Vergleiche von Schiffen ähnlichen Typs geeignet.

§ 22. Zur Bestimmung der Oberflächenreibungskorrektur wird noch eine andere Konstante $\mathfrak{L}$ benutzt, welche Längen-Geschwindigkeitskonstante heissen mag, und die, ähnlich wie vorher K, das Verhältniss der Schiffs-

bezw. Modellgeschwindigkeit V zu einer Geschwindigkeitseinheit V', die von der Schiffs- oder Modelllänge abhängt, ausdrückt:

$$\mathfrak{L} = \frac{V}{V'}.$$

Die Geschwindigkeitseinheit V' sei die Geschwindigkeit einer trochoïdalen Welle von der Länge gleich der halben Schiffslänge L zwischen den Perpendikeln, daher

$$V' = \sqrt{L} \cdot \sqrt{\frac{g}{4\pi}},$$

ergo

$$\mathfrak{L} = \frac{V}{\sqrt{L}} \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{g}}.$$

Wird $\mathfrak{L}$ durch

$$K = \frac{V}{\Delta^{1/6}} \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{g}}$$

dividirt, so erhält man:

$$\frac{\mathfrak{L}}{K} = \frac{\Delta^{1/6}}{\sqrt{L}} = \sqrt{\frac{\Delta^{1/3}}{L}}$$

ergo

$$\mathfrak{L} = \frac{K}{\sqrt{M}}.$$

§ 23. Ist der Reibungswiderstand f, so wird der dem Werthe C entsprechende Ausdruck, oder derjenige Werth, welchen ich von C abziehen muss, um C konstant, zu $\mathfrak{C}$ zu machen,

$$F = \frac{f}{\Delta K^2} \cdot 1000;$$

es stellt demgemäss F die Oberflächenreibungskorrektur dar, die für das Modell mit F_m und für das Schiff mit F_s bezeichnet werde. $\mathfrak{C} = C - F$.

§ 24. Es ist angenommen, dass für eine gegebene Länge zwischen den Perpendikeln der Reibungswiderstand proportional ist der benetzten Oberfläche S und der 1,825ten Potenz der Geschwindigkeit V. Bezeichnet man nun mit λ den Reibungskoëfficienten, so ist

$$f = \lambda \cdot S \cdot V^{1{,}825}.$$

Für die Oberflächenreibungskorrektur erhält man somit den allgemeinen Ausdruck:

$$F = \frac{\lambda \,.\, S \,.\, V^{1,825}}{\varDelta \,.\, K^2} \,.\, 1000,$$

den man unter Berücksichtigung, dass

$$V = \frac{\mathfrak{L} \,.\, \sqrt{L}}{\sqrt{\frac{4\pi}{g}}}$$

ist, folgendermassen schreiben kann:

$$F = 1000 \, \frac{\lambda \,.\, S}{\varDelta \,.\, K^2} \,.\, \frac{\mathfrak{L}^{1,825} \,.\, L^{0,9125}}{\left(\frac{4\pi}{g}\right)^{0,9125}} = 1000 \,.\, \frac{\lambda \,.\, S \,.\, L}{K^2 \,.\, \varDelta^{2/3} \,.\, \varDelta^{1/3}} \,.\, \frac{\mathfrak{L}^{1,825} \,.\, L^{-0,0875}}{\left(\frac{4\pi}{g}\right)^{0,9125}} \,.$$

$$F = 1000 \, \frac{\lambda}{K^2} \,.\, \mathfrak{S} \,.\, \mathfrak{M} \,.\, \frac{L^{-0,0875}}{\left(\frac{4\pi}{g}\right)^{0,9125}} \,.\, \mathfrak{L}^{1,825};$$

denn

$$\frac{S}{\varDelta^{2/3}} = \mathfrak{S} \text{ und } \frac{L}{\varDelta^{1/3}} = \mathfrak{M}.$$

Wird hierin wiederum für

$$\mathfrak{L} = \frac{K}{\sqrt{m}}$$

gesetzt, so ergiebt sich

$$F = \frac{1000 \,.\, \lambda \,.\, L^{-0,0875}}{\left(\frac{4\pi}{g}\right)^{0,9125} \,.\, K^2} \,.\, \mathfrak{S} \,.\, \mathfrak{M} \,.\, \frac{K^{1,825}}{\mathfrak{M}^{0,9125}} = \frac{1000 \,.\, \lambda \,.\, L^{-0,0875}}{\left(\frac{4\pi}{g}\right)^{0,9125}} \,.\, \mathfrak{S} \,.\, \mathfrak{M}^{0,0875} \,.\, K^{-0,175};$$

$$\mathfrak{D} = \frac{1000 \,.\, \lambda \,.\, L^{-0,0875}}{\left(\frac{4\pi}{g}\right)^{0,9125}},$$

ergo

$$F = \mathfrak{D} \,.\, \mathfrak{S} \,.\, \mathfrak{M}^{0,0875} \,.\, K^{-0,175} \,.$$

Wie früher die Gleichung

$$C_e = C - F_m + F_s$$

entwickelt wurde, in der

$$C_e = \frac{W_s}{D}, \quad C = \frac{w_m}{d}, \quad F_m = \frac{w_r}{d} \text{ und } F_s = \frac{W_r}{D}$$

war, so können wir jetzt analog eine zweite Gleichung aufstellen:

$$\mathfrak{S} = \mathfrak{C} + F_m = C - F_m + F_s,$$

worin

$$\mathfrak{S} = \frac{W_s}{D K^2},\ C = \frac{w_m}{d \cdot K^2},\ F_m = \frac{w_r}{d \cdot K^2} \text{ und } F_s = \frac{W_r}{D \cdot K^2}$$

ist, unter Berücksichtigung, dass

$$K = \frac{V}{\varDelta^{1/6}} \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{g}}.$$

Bezeichnet man nun mit:

V die Geschwindigkeit des Schiffes in Knoten pro Stunde,

v „ „ „ Modells in 100 Fuss pro Minute $= \frac{v \cdot 100}{60}$ Fuss pro Sekunde,

R den Widerstand des Schiffes in Tons in Salzwasser,

r „ „ „ Modells in lbs. in Frischwasser,

$\varDelta$ das Deplacement des Schiffes in Tons in Salzwasser,

δ „ „ „ Modells in lbs. in Frischwasser, (1 cbf. = 62,39 lbs.,)

L die Länge des Schiffes in Fuss zwischen den Perpendikeln,

S die benetzte Oberfläche in Quadratfuss,

so wird unter Berücksichtigung, dass 1 kn = 6080,4 Fuss, 1 Ton = 1016 kg, 1 kg = 2,204 lbs., und dass 1 cbf. Salzwasser = 62,39 . 1,026 lbs. wiegt:

1. Die „Geschwindigkeitskonstante" K:

$$K = \frac{6080{,}4 \cdot V \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{32}}}{3600 \cdot \varDelta^{1/6} \sqrt[6]{\frac{3{,}28^3 \cdot 1{,}016}{1{,}026}}} = \frac{V}{\varDelta^{1/6}} \cdot 0{,}5837 = \frac{100 \cdot v \cdot \delta^{-1/6}}{60 \cdot \sqrt[6]{\frac{1}{62{,}39}}} \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{32}} = \frac{v}{\delta^{1/6}} \cdot 2{,}0745.$$

2. Die „Längengeschwindigkeitskonstante" $\mathfrak{L}$:

$$\mathfrak{L} = \frac{6080{,}4 \cdot V}{3600 \cdot \sqrt{L}} \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{32{,}17}} = \frac{V}{\sqrt{L}} \cdot 1{,}0556 = \frac{v \cdot 100}{60 \cdot \sqrt{L}} \cdot \sqrt{\frac{4\pi}{32{,}17}} = \frac{v}{\sqrt{L}} \cdot 1{,}0417.$$

3. Die „Längenkonstante" $\mathfrak{M}$:

$$\mathfrak{M} = \frac{L}{\varDelta^{1/3} \sqrt[3]{\frac{3{,}28^3 \cdot 1{,}016}{1{,}026}}} = \frac{L}{\varDelta^{1/3}} \cdot 0{,}3059 = \frac{L}{\delta^{1/3} \sqrt[3]{\frac{1}{62{,}39}}} = \frac{L}{\delta^{1/3}} \cdot 3{,}966.$$

4. Die „Oberflächenkonstante" $\mathfrak{S}$:

$$\mathfrak{S} = \frac{S}{\varDelta^{2/3}\left(\frac{3{,}28^3 \,.\, 1{,}016}{1{,}026}\right)^{2/3}} = \frac{S}{\varDelta^{2/3}} \,.\, 0{,}09356 = \frac{S}{\delta^{2/3}\left(\frac{1}{62{,}39}\right)^{2/3}} = \frac{S}{\delta^{2/3}} \,.\, 15{,}73.$$

5. Die „Widerstandskonstante" C:

$$C = \frac{R \,.\, \frac{1016 \,.\, 2{,}204}{62{,}39 \,.\, 1{,}026}}{\varDelta^{2/3}\left(\frac{3{,}28^3 \,.\, 1{,}016}{1{,}026}\right)^{2/3} \,.\, \left(\frac{6080{,}4}{3600}\right)^2 \,.\, V^2} \,.\, \frac{32{,}17}{4 \,.\, \pi} \,.\, 1000 = \frac{R}{\varDelta^{2/3} \,.\, V^2} \,.\, 2939$$

$$= \frac{r \,.\, \frac{1}{62{,}39}}{\left(\frac{1}{62{,}39}\right)^{2/3} \,.\, \delta^{2/3} \,.\, \left(\frac{100 \,.\, v}{60}\right)^2} \,.\, \frac{32{,}17}{4\,\pi} \,.\, 1000 = \frac{r}{\delta^{2/3} \,.\, v^2} \,.\, 232{,}48.$$

$$C = \frac{R}{\varDelta^{2/3} \,.\, V^2} \,.\, 2939$$

ergo

$$R = \frac{C \,.\, \varDelta^{2/3} \,.\, V^2}{2939} \text{ in Tons}$$

$$= \frac{C \,.\, \varDelta^{2/3} \,.\, V^2}{2939} \,.\, 1016 \,.\, 2{,}2046 \text{ in lbs.}$$

folglich:

$$EHP = \frac{C \,.\, \varDelta^{2/3} \,.\, V^2 \,.\, 1016 \,.\, 2{,}2046 \,.\, V \,.\, \frac{6080{,}4}{60}}{2939 \quad . \quad 33000} = \frac{C \,.\, \varDelta^{2/3} \,.\, V^3}{427{,}3}$$

$$C = \frac{EHP}{\varDelta^{2/3} \,.\, V^3} \,.\, 427{,}3.$$

Bezeichnen wir ferner mit

V die Geschwindigkeit des Schiffes in Knoten pro Stunde,
V' „ „ „ „ „ Metern „ Sekunde,
v „ „ „ Modells „ „ „ „
D das Deplacement des Schiffes in Tonnen, Meerwasser $\gamma_1 = 1{,}026$,
D_1 „ „ „ „ „ m^3,
d „ „ „ Modells in dm^3,
w_m den Totalwiderstand des Modells in kg,

so wird unter Berücksichtigung, dass 1 Knoten pro Stunde gleich 0,5144 m pro Sekunde ist:

$$1. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad K = \frac{V \,.\, 0{,}5144 \,.\, 3{,}28 \,.\, \sqrt{\frac{4\pi}{32{,}17}}}{\left(\frac{D}{1{,}026}\right)^{1/6} \cdot (3{,}28^3)^{1/6}} = 0{,}5847 \frac{V}{D^{1/6}}$$

$$= \frac{V' \,.\, 3{,}28 \,.\, \sqrt{\frac{4\pi}{32{,}17}}}{(D_1 \,.\, 3{,}28^3)^{1/6}} = 1{,}13187 \frac{V'}{D_1}$$

$$= \frac{v \,.\, 3{,}28 \,.\, \sqrt{\frac{4\pi}{32{,}17}}}{(d \,.\, 0{,}328^3)^{1/6}} = 3{,}5792 \frac{v}{d^{1/6}}$$

2. Die Längenkonstante L_c, wenn L die Länge des Schiffes in Metern und l die des Modells in Decimetern

$$L_c = \frac{L \,.\, 3{,}28}{D_1^{1/3} \,.\, (3{,}28^3)^{1/3}} = \frac{L}{D_1^{1/3}} = \frac{l \,.\, 0{,}328}{d^{1/3} \,.\, (0{,}328^3)^{1/3}} = \frac{l}{d^{1/3}}.$$

3. Die „Oberflächenkonstante“ F_c, wenn F die benetzte Oberfläche des Schiffes in m² und f die des Modells in dcm²

$$F_c = \frac{F}{D_1^{2/3}} = \frac{f}{d^{2/3}}.$$

4. Die „Widerstandskonstante“ C für das Modell:

$$C = \frac{\frac{w_m \,.\, 2{,}2046}{62{,}39} \,.\, \frac{32{,}17}{4\pi} \cdot 1000}{d^{2/3} \,.\, (0{,}328^3)^{2/3} \,.\, v^2 \,.\, 3{,}28^2} = 78{,}16 \,.\, \frac{w_m}{d^{2/3} \,.\, v^2}.$$

Hätten wir einen Widerstand des Schiffes W in Tonnen, so würde

$$C_1 = \frac{\frac{W \,.\, 1000 \,.\, 2{,}2046}{1{,}026 \,.\, 62{,}39} \,.\, \frac{32{,}17}{4\pi} \cdot 1000}{\left(\frac{D \,.\, 3{,}28^3}{1{,}026}\right)^{2/3} \,.\, V^2 \,.\, (0{,}5144 \,.\, 3{,}28)^2} = \frac{W}{D^{2/3} \,.\, V^2} \,.\, 2928,$$

folglich:

$$W = \frac{C_1 \,.\, D^{2/3} \,.\, V^2}{2928}; \quad \frac{W \,.\, 1000 \,.\, V \,.\, 0{,}5144}{75} = EPS,$$

ergo

$$EPS = \frac{C_1 \,.\, D^{2/3} \,.\, V^3 \,.\, 1000 \,.\, 0{,}5144}{2928 \,.\, 75} = \frac{C_1 \,.\, D^{2/3} \,.\, V^3}{427}.$$

Die effektive Leistung, welche erforderlich ist, um ein Schiff mit der Geschwindigkeit V in Knoten pro Stunde durch das Wasser zu treiben, wird

somit nach der „Froude'schen Methode der Konstanten" wie folgt berechnet: Das Modell des Schiffes wird mit korrespondirenden Geschwindigkeiten

$$v = \frac{V \,.\, 0{,}5144}{\sqrt{\alpha}}$$

im Bassin geschleppt und die Widerstände w_m des Modells in kg gemessen, darnach werden für die Modellgeschwindigkeiten v die zugehörigen Werthe von

$$K = 3{,}58 \,.\, \frac{v}{d^{1/6}}$$

bestimmt und diese Werthe auf die $-0{,}175^{te}$ Potenz erhoben. Dann sind die Werthe für

$$C = 78{,}16 \,.\, \frac{w}{d^{2/3} \,.\, v^2}$$

zu ermitteln, welche um die Oberflächenreibungskorrektur

$$F_m = O_m \,.\, F_c \,.\, L_c^{0{,}0875} \,.\, K^{-0{,}175}$$

vermindert, $\textcircled{C}$ ergeben; zu diesem $\textcircled{C}$ ist die Oberflächenreibungskorrektur für das Schiff

$$F_s = O_s \,.\, F_c \,.\, L_c^{0{,}0875} \,.\, K^{-0{,}175}$$

zu addiren, um $\textcircled{C_s}$ zu erhalten. Wird nun endlich

$$\textcircled{C} \text{ mit } \frac{D^{2/3} \,.\, V^3}{427}$$

multiplicirt, so ergiebt das Produkt die erforderliche effektive Totalleistung, wie das Produkt

$$\textcircled{C} \,.\, \frac{D^{2/3} \,.\, V^3}{427}$$

diejenigen Pferdestärken anzeigt, welche zur Ueberwindung des wellen- und wirbelbildenden Widerstandes nöthig sind.

Wird das erste Produkt um das zweite vermindert, so ist der Rest die effektive Leistung zur Ueberwindung des Reibungswiderstandes. Das Schema der Tabellen-Tafeln I und II dürfte wohl am besten ein Bild geben, wie diese Ermittlungen praktisch ausgeführt wurden.

Tabelle der Werthe O_m und O_s.

Länge des Modells in Metern				Länge des Schiffs in Metern			
m	O_m	m	O_m	m	O_s	m	O_s
2,5	0,14012	4,1	0,12518	20	0,09253	105	0,07536
2,6	0,13890	4,2	0,12447	25	0,08960	110	0,07496
2,7	0,13775	4,3	0,12378	30	0,08732	115	0,07460
2,8	0,13662	4,4	0,12317	35	0,08560	120	0,07425
2,9	0,13559	4,5	0,12254	40	0,08416	125	0,07392
3,0	0,13456	4,6	0,12192	45	0,08294	130	0,07360
3,1	0,13357	4,7	0,12135	50	0,08192	135	0,07329
3,2	0,13260	4,8	0,12078	55	0,08105	140	0,07295
3,3	0,13168	4,9	0,12022	60	0,08027	145	0,07265
3,4	0,13078	5,0	0,11968	65	0,07960	150	0,07234
3,5	0,12989	5,1	0,11914	70	0,07890	155	0,07204
3,6	0,12904	5,2	0,11864	75	0,07828	160	0,07175
3,7	0,12824	5,3	0,11815	80	0,07769	165	0,07148
3,8	0,12744	5,4	0,11768	85	0,07712	170	0,07120
3,9	0,12666	5,5	0,11722	90	0,07662	175	0,07092
4,0	0,12592	5,6	0,11676	95	0,07618	180	0,07069
		5,7	0,11632	100	0,07575	185	0,07042
						190	0,07020
						195	0,07000
						200	0,06978

Beiträge.

Vergleichsmessungen der Schiffsschwingungen auf den Kreuzern „Hansa" und „Vineta" der deutschen Marine.

Von G. Berling.[1])

Seitdem sich bei Anwendung höherer Umdrehungszahlen der Schiffsmaschinen die Schwingungen der Schiffe besonders fühlbar machten, haben Ingenieure aller Länder sich bemüht, den Gesetzen der Schiffsschwingungen und ihren Ursachen nachzuforschen und Abhilfemittel zu ersinnen.

Die Arbeiten von Taylor, Normand, Yarrow und Schlick[2]) über diesen Gegenstand haben sehr zur Klärung der Fragen beigetragen. In der Praxis und Litteratur suchte man allgemein die hauptsächlichste Ursache der Schiffsschwingungen in den Beschleunigungskräften der hin- und hergehenden Massen und versuchte ihre Ausbalancirung auf verschiedene genug bekannt gewordene Weise möglichst vollkommen zu erreichen.

Nebenher gingen Bestrebungen, die Schiffsschwingungen zu messen und aufzuzeichnen. Hier war es besonders der Ingenieur Otto Schlick, welcher sich mit dankenswerther Energie der Aufgabe widmete, für die Schiffs-

[1]) Als Vortrag gehalten auf dem Congrès international d'Architecture et de Construction navales zu Paris.

[2]) J. D. Taylor: The causes of the vibrations of screw steamers (Journal of the American Society of Naval engineers vol. III. 1891).

J. A. Normand: Des vibrations des navires et des moyens de les atténuer 1892.

A. F. Yarrow: Note au sujet de la manière d'équilibrer les machines marines et de la vibration des navires (Transactions of the Institution of Naval Architects 1892 und Mémoire du Génie maritime 1893).

Otto Schlick: Ueber die Mittel zur Beseitigung der Vibrationen von Dampfern. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 1894 sowie On the vibration of steam vessels, Transactions of the Institution of Naval Architects, 1884.

Pollard et Dudebout Bd. IV, S. 331. Vibrations des coques des navires à hélice.

Berling: Schiffsschwingungen, ihre Ursachen und Kritik der Mittel zu ihrer Verminderung. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 1899.

schwingungen ein geeignetes Messinstrument zu schaffen. Dasselbe stellt sich jetzt in dem sogenannten Schlick'schen Pallographen dar.

Drei solche Apparate hat die deutsche Marine im Jahre 1893 beschafft und seither sind regelmässig auf den Probefahrten aller neuen deutschen Kriegsschiffe Schwingungsmessungen vorgenommen und günstige Verhältnisse für möglichst geringe Schiffsschwingungen herausprobirt worden.

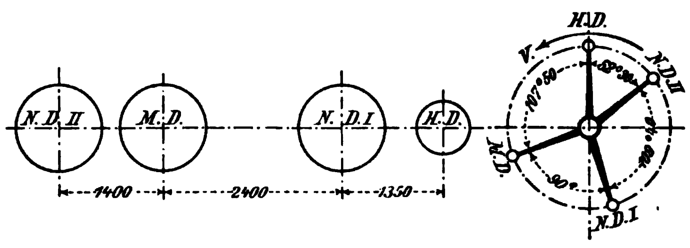


Fig. 1.

Einen ganz besonderen Vergleichswerth erhielten solche Messungen, als eine Reihe von Kreuzern II. Klasse als Schwesterschiffe gebaut waren, von denen einige zur Vermeidung von Vibrationen nach dem Schlick'schen System ausbalancirte Maschinen (Fig. 1), andere nicht ausbalancirte Maschinen mit Kreuzstellung der Kurbeln erhielten (Fig. 2).

Deswegen ordnete das deutsche Reichs-Marine-Amt für die Probefahrten dieser Schiffe ganz besonders eingehende Vergleichsmessungen der Schwin-

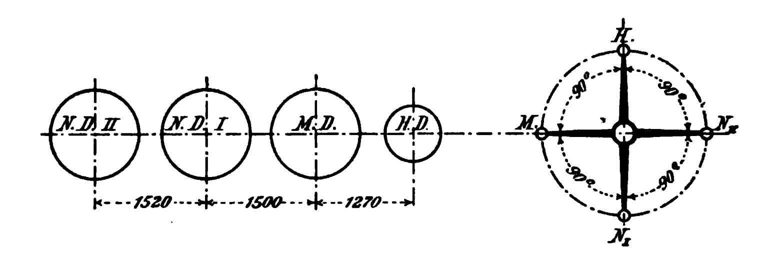


Fig. 2.

gungen an, welche von der Kaiserlichen Werft in Kiel unter Benutzung der Schlick'schen Pallographen ausgeführt worden sind, und deren Resultate, mit meinen eigenen Schlussfolgerungen versehen, ich Ihnen hier vorzulegen die Ehre habe.

Die äussere Ansicht der betreffenden Schwesterschiffe „Hertha“, „Hansa“ und „Vineta“ zeigt das Bild (Fig. 3).



Fig. 3.

Um Messungsergebnisse beurtheilen zu können, muss man zuerst die Messapparate eingehend studiren. Obwohl es nicht der Zweck dieses Vortrages ist, soll daher doch zum besseren Verständnisse das Princip, worauf der Schlick'sche Pallograph beruht, in Folgendem kurz schematisch auseinander gesetzt werden.

Die sehr komplicirten Schwingungen der Schiffe können nicht in ihrer wirklichen Form und Grösse gemessen werden, sondern es werden an verschiedenen Punkten des Schiffes die senkrechten und wagerechten Komponenten der Bewegung aufgezeichnet. Dabei wird von dem Beharrungsvermögen aufgehängter Massen Gebrauch gemacht (Fig. 4). Um die wagerechten Bewegungen zu messen, ist ein Gewicht g_1 in einem Gestell senkrecht

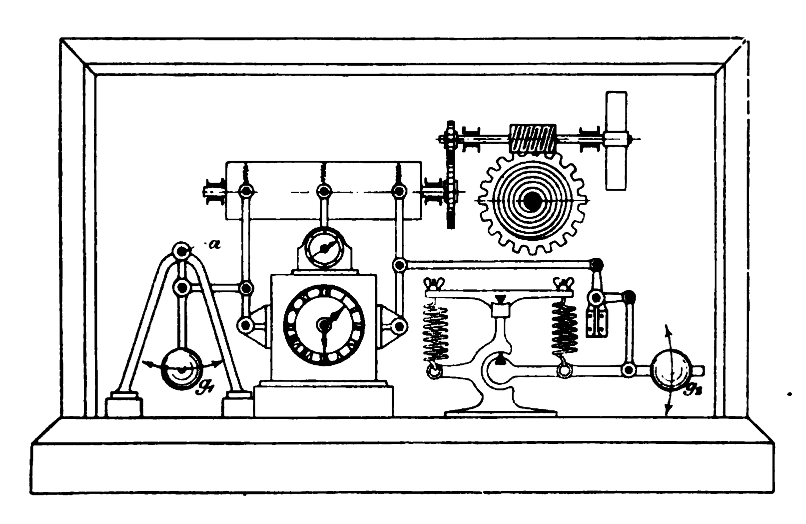


Fig. 4.

an einem Hebel aufgehängt, der um eine Achse a querschiffs pendeln kann. Während nun das Schiff und mit ihm das fest aufgestellte Gestell beliebig hin- und herschwingen, bleibt das Gewicht annähernd in Ruhe, pendelt somit gegen das Gestell hin und her. In dem Gestell ist eine Rolle Papier gelagert, welche allmählich durch ein Uhrwerk von einer Walze abgewickelt wird. Die Schwingungen des Pendels werden nun vermittelst einer geeigneten Uebersetzung auf eine Schreibfeder übertragen, die demzufolge parallel zur Achse der Rolle hin und her schwingt und auf dem Papier eine wellenförmige Linie verzeichnet, deren Längen den Zeiten proportional sind, deren Breiten den wagerechten Komponenten der Schwingungsausschläge des Schiffes annähernd

gleich sind, und deren charakteristische Form manche weiteren Schlüsse zulässt. Dies ist die Schaulinie der Horizontalschwingungen, welche durch den Pallographen mit blauer Tinte aufgezeichnet wird.

Ein zweites Gewicht g_2 wird ebenfalls in senkrechter Querschiffsebene, aber wagerecht aufgehängt und durch eine Feder von langer Schwingungsdauer im Gleichgewichte erhalten. Die Bewegung dieses Gewichtes gegen das Gestell wird ebenfalls auf eine Schreibfeder übertragen und auf der erwähnten Papierrolle als Schaulinie der Vertikalschwingungen in rother Tinte aufgezeichnet. Zwischen diesen beiden Linien bewegt sich eine dritte Feder, welche durch einen Chronometer in Thätigkeit gesetzt wird und die verstrichenen Sekunden aufzeichnet. Einen solchen Papierstreifen, worauf der Pallograph Schiffsschwingungen aufgezeichnet hat, nennt man ein Pallogramm. Fig. 5 und 6 zeigen photographische Aufnahmen des Schlick'schen Pallographen, dessen Horizontalpendel durch einstellbaren Ellipsenlenker geführt wird, und dessen Vertikalpendel ebenfalls mit einer besonderen Einstellvorrichtung ausgestattet ist.

Die Apparate besitzen nun selbst bei bester Ausführung manche unvermeidlichen Unvollkommenheiten. Zunächst haben die Pendel eine eigene Schwingungszahl ihrer Massen und der Federn. Wenn diese durch die Erschütterungen des Schiffes erregt werden, zeichnet der Pallograph grosse Schwingungen auf, obgleich das Schiff vielleicht verhältnissmässig wenig vibrirt, dies kann indessen nur bei ganz bestimmten Schwingungszahlen auftreten und ist durch Unstetigkeit der Messungsergebnisse sofort auffällig bemerkbar. Pallogramme, welche diesen Zustand anzeigten, wurden sofort verworfen. — Auch durch Lose in den kleinen Zapfen und Lagern und durch Federung der Hebel und Gestänge, welche die Schwingungen auf die Schreibfedern übertragen, können Fehler entstehen. Dieselben wurden soweit als möglich vor Benutzung der Apparate beseitigt. Die Chronometer, welche auf den einzelnen Apparaten montirt sind, müssen genau justirt werden, damit ihre Sekundenstriche annähernd gleiche Zeiten darstellen. Da aber die Sekunden von verschiedenen Uhrwerken und nicht von einem einzigen aufgezeichnet werden, so kann man nicht mit Sicherheit wissen, sondern nur vermuthen, welche Schwingungszustände gleichzeitig an verschiedenen Stellen des Schiffes stattfinden. Hierin liegt ein sehr grosser Nachtheil. Es wurden daher Versuche angestellt, um von einem einzigen Uhrwerk aus auf elektromagnetischem Wege die Sekunden auf allen drei Apparaten gleichzeitig zu registriren, indessen sind dieselben bisher fehlgeschlagen.

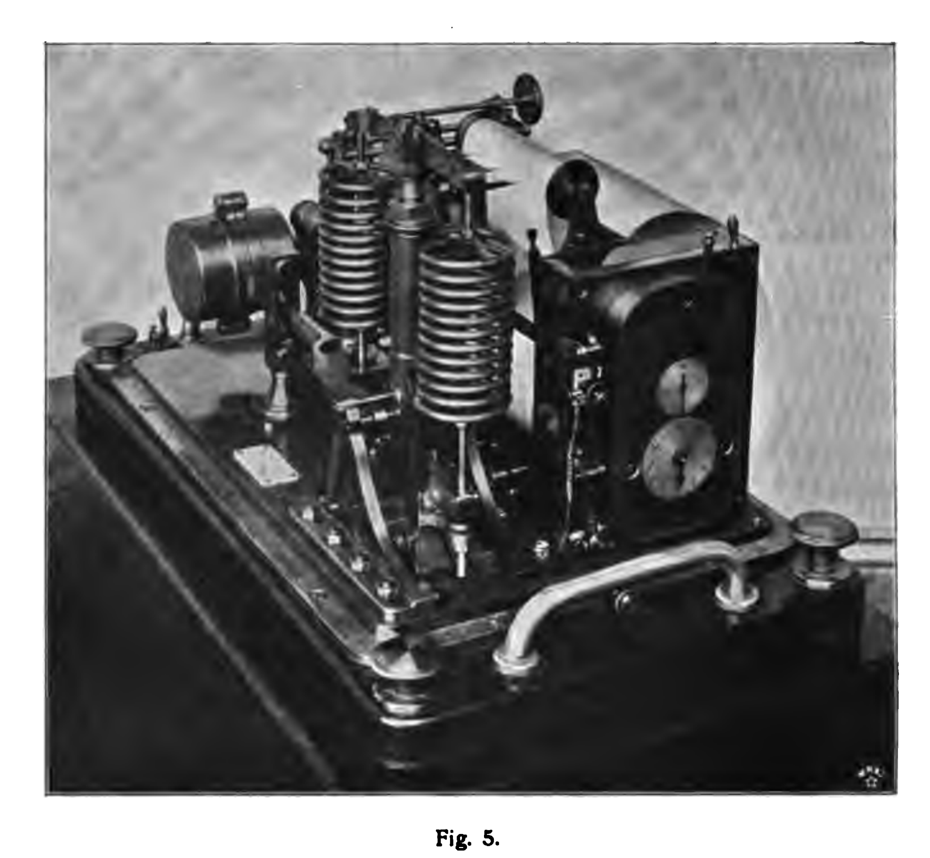


Fig. 5.



Fig. 6.

Die Pallographen sind somit nur unvollkommene Apparate, indessen haben die mit ihnen erzielten Messungsergebnisse bei sachgemässer Handhabung und Justirung der Apparate doch einen grossen Werth. Derselbe steigt mit der Menge der an einem Schiffe vorgenommenen Messungen, und wenn man die Messungsergebnisse durch strakende Kurven graphisch zusammenträgt, wie das für die Kreuzer „Hansa“ und „Vineta“ geschehen ist.

Ehe nun zu der Besprechung der Pallogramme und der Messungsergebnisse übergegangen wird, ist es nothwendig, einige Grundanschauungen über Schwingungen wieder aufzufrischen.

Ein Schiff kann unter Vorbehalt als ein elastischer Stab betrachtet werden. Wenn auf einen solchen eine äussere Kraft oder ein Kräftepaar einwirkt, so entspricht ihrer Grösse eine bestimmte Formänderung (Zusammenpressung, Dehnung, Biegung oder Verdrehung) des Stabes. Nimmt die Grösse der Kraft oder des Momentes in stetiger Wiederkehr verschiedene Werthe an, so wird der Stab nach einander Formänderungen verschiedener Grösse erleiden, welche, abgesehen von den Massenwirkungen des Stabes, den Kraftschwankungen proportional sind, und die einzelnen Punkte des Stabes schwingen hin und her. Da hierbei nur die Schwankungen der äusseren Kräfte einen bestimmten Einfluss ausüben, können solche Schwingungen Kraftschwingungen genannt werden.

Wenn man einen elastischen Stab, der durch eine Kraft eine Formänderung erlitten hat, plötzlich entlastet, so schwingen die Massentheilchen mit um so grösserer Heftigkeit um ihre Gleichgewichtslage hin und her, je grösser vor der Entlastung des Stabes die elastische Formänderung war. Die Anzahl der Schwingungen in der Zeiteinheit ist hierbei von der Vertheilung der Massen, von den Abmessungen des Stabes und von den Molekularkräften abhängig, also für jeden Stab ganz bestimmt und annähernd unabhängig von der Grösse des Schwingungsausschlages. Da die Trägheitskräfte der Stabmassen hierbei die Ursache der Schwingungen sind, so können diese im Gegensatze zu den Kraftschwingungen als Trägheitsschwingungen bezeichnet werden.

Wenn nun die Anzahl der Kraftschwingungen, die ein Stab in der Zeiteinheit erleidet, der bestimmten Anzahl seiner Trägheitsschwingungen nahezu gleich ist, dann treten durch die Summirung der Ursachen besonders grosse Wirkungen in die Erscheinung. Durch jede Kraftschwingung wird die Trägheitsschwingung alsdann vergrössert, und bei jedem Schwingungsausschlage des elastischen Stabes addirt sich die Kraftschwingung zu der vergrösserten

Trägheitsschwingung wieder von neuem hinzu. Die grösste Weite des Schwingungsausschlages wird dadurch bedingt, dass die Reibungsarbeit im Stabe bei einer Schwingung gleich der Arbeit der äusseren Kraft bei einer Schwingung wird und deshalb keine Vergrösserung des Schwingungsausschlages mehr eintreten kann.

Es können aber auf einen Stab zu gleicher Zeit mehrere Kraftschwingungen von verschiedener sekundlicher Schwingungszahl einwirken. Wenn dann die eine derselben mit den Trägheitsschwingungen des Stabes gleiche Schwingungszahl besitzt, so wird sie bei der Schwingungserzeugung den Ausschlag geben, während die übrigen Kraftschwingungen ihrer Schwingungszahl entsprechend in das Intervall der Trägheitsschwingungen hineinfallen. Solche Erscheinungen nennt man Interferenzen, und diese

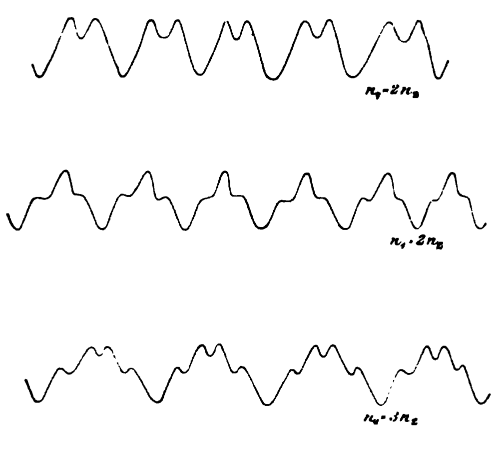


Fig. 7.

werden an fast allen pallographischen Schaulinien beobachtet. Die Schwingungsausschläge eines Punktes des schwingenden Stabes als Ordinaten, die Zeiten als Abscissen aufgetragen, ergeben die Schaulinien Fig. 7 für zwei Kraftschwingungen, deren Schwingungszahlen n_1 und n_2 sind, wovon n_1 mit den Trägheitsschwingungen isochron sei.

Wenn nun die Anzahl der Kraftschwankungen in der Minute um ein geringes von derjenigen der Trägheitsschwingungen abweicht, so treten Schwellungserscheinungen auf. In einem Augenblick verstärken sich die Trägheits- und die Kraftschwingungen gegenseitig, die Schwingungen schwellen an, dann bleiben die Trägheitsschwingungen hinter den Kraftschwingungen zurück oder eilen ihnen

voraus, bis sich beide entgegenwirken und sich gegenseitig schwächen. Dasselbe Spiel wiederholt sich dann in umgekehrter Richtung. Es zeigt sich dies sehr klar auf Tafel II in den Pallogrammen von S. M. S. „Gefion“.

Da nun ein Schiff kein vollkommen elastischer Körper ist, so ist auch die Anzahl seiner Trägheitsschwingungen in der Zeiteinheit nicht ganz genau bestimmt. Wenn man die Kraftschwingungen durch Regulirung der Umlaufzahlen der Hauptmaschinen allmählich anwachsen lässt, so zeigt sich viel-

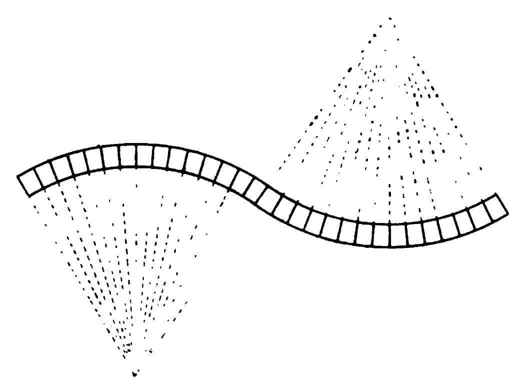


Fig. 8.

mehr, dass die Trägheitsschwingungen in bestimmten Grenzen den Kraftschwingungen folgen. Diese Grenzen liegen um so enger, je steifer das Schiff ist, am engsten also bei Panzerschiffen, grossen Kreuzern, vollen Frachtdampfern und kleinen Schiffen. Hier treten die sogenannten kritischen Um-

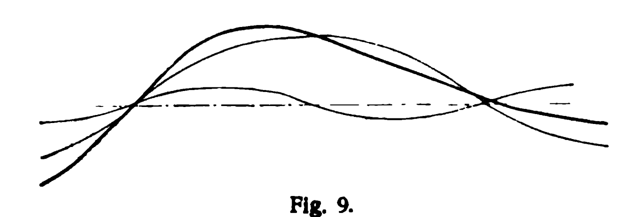


Fig. 9.

laufzahlen aut. Die Grenzen der Trägheitsschwingungen liegen um so weiter, je leichter das Schiff gebaut ist, am weitesten also bei kleinen schnellen Kreuzern, Avisos und Torpedobooten.

Wie jeder elastische Stab, kann nun ein Schiff drei verschiedene Arten von Beanspruchungen und Schwingungen unterworfen werden, nämlich:

1. dem Zuge oder Drucke in Richtung der Achse, d. h. Longitudinalschwingungen,
2. der Biegung, d. h. Transversalschwingungen,
3. der Verdrehung, d. h. Torsionsschwingungen.

Die zu 1. genannten Longitudinalschwingungen fallen für die Schiffe ausser Betracht.

Bei den Biegungsbeanspruchungen und Transversalschwingungen bewegen sich die einzelnen Stabquerschnitte mit Ausnahme der Schwingungsknoten transversal aus der Achse des ruhenden Stabes heraus und bleiben nicht zu einander parallel, sondern neigen sich gegen einander (Fig. 8). Ein elastischer Stab kann, der Anzahl seiner Schwingungsknoten entsprechend, zu gleicher Zeit in mehreren bestimmten Verhältnissen transversal schwingen, denen

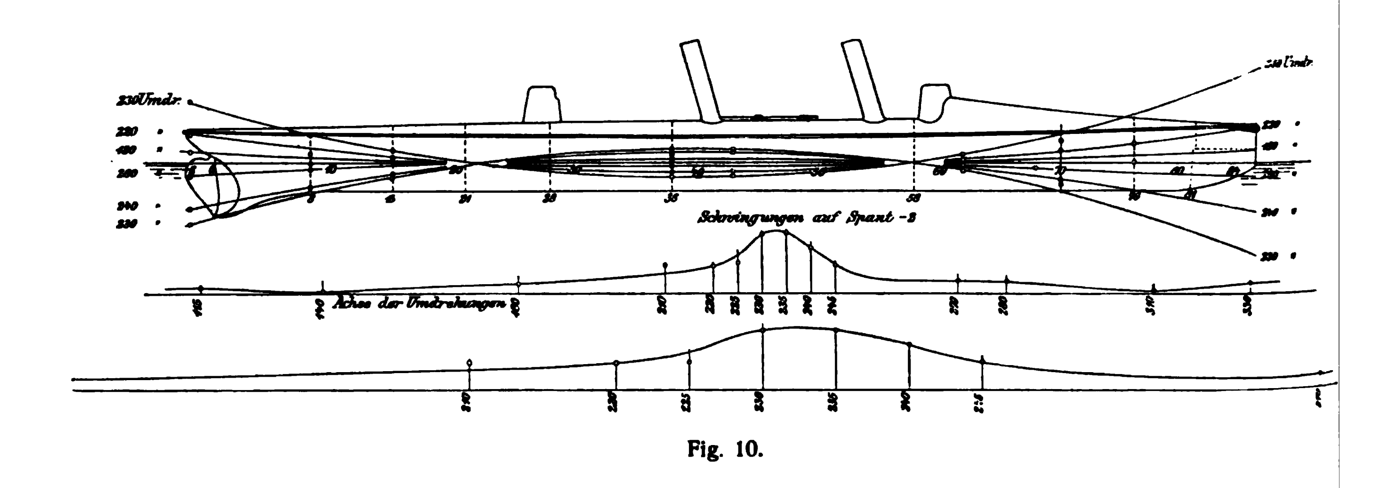


Fig. 10.

ganz bestimmte, nach den Potenzen von zwei steigende Schwingungszahlen zukommen (Fig. 9). Da die Schwingungen höherer Ordnung bei unvollkommen elastischen Stäben aber nur sehr kleine Schwingungsweiten haben, so fallen sie für die Praxis ausser Betracht. Für die Transversalschwingungen der Schiffe bilden sich nur zwei nachweisbare Schwingungsknoten, die ungefähr auf $^1/_4$ der Schiffslänge von vorn und hinten liegen. Dort ist also der Ausschlag der Transversalschwingungen gleich Null, während er in der Mitte der Schiffslänge und besonders an den Schiffsenden am grössten wird.

Fig. 10 zeigt die senkrechten Transversalschwingungen des Torpedobootes S. 42, das mit Schlick'scher Maschine ausgerüstet war, in $^5/_3$ facher Vergrösserung. Die Kurve der Schwingungen auf Spant — 2 zeigt grösste Werthe bei 115, 230 und 345 Umdrehungen der Hauptmaschinen. Es ist zu

ersehen, dass hier trotz der Massenausgleichung die kritischen Umlaufszahlen 230 bis 235 recht scharf hervortreten.

Bei den Drehungsbeanspruchungen und Torsionsschwingungen verharren die Schwerpunkte der Querschnitte eines geraden Stabes in der Stabachse, und die Querschnitte bleiben zu einander parallel, verdrehen sich aber um ihre Schwerpunktsachse gegen einander.

Bei den Schiffen, besonders bei Kriegsschiffen, ist die Linie, welche durch die Schwerpunkte der Querschnitte geht, nicht gerade, sondern vielfach gewunden und eckig gebrochen. Die Verdrehung und Torsionsschwingung geht daher nicht um die Schwerpunktsachse, sondern um eine andere Torsionsachse vor sich, die sich nicht berechnen lässt, sondern durch die pallographischen Messungen gefunden werden muss. Die Anschauung lehrt sofort, dass die durch Torsionsschwingungen erzeugten Bewegungen eines Schiffspunktes um so grösser werden müssen, je weiter er von der Torsionsachse entfernt ist. Da nun das Widerstandsmoment eines Schiffsquerschnittes gegen Verdrehung stets grösser ist als gegen Biegung um eine beliebige Schwerpunktachse, und da die Abstände der grössten Massen von der Torsionsachse eines Schiffskörpers nicht bedeutend sind, so erscheint es leicht verständlich, dass die Torsionsträgheitsschwingungen der Schiffe meistens kleinere Schwingungsanschläge, aber beträchtlich höhere Schwingungszahlen aufweisen als die Transversalschwingungen. Gleichwohl tritt auch das Umgekehrte auf.

Selbst wenn die Torsionsschwingungen viel geringere Ausschläge als die Transversalschwingungen haben, so ist doch ihre Wirkung auf den an Bord Befindlichen und auf die Befestigung von Gegenständen bedeutend unangenehmer. Ein gefülltes Weinglas, ein Kompass, ein Treppengeländer, Tisch- und Stuhlbeine und dergleichen leiden unter senkrechten Erschütterungen, die annähernd in Richtung ihrer Achse wirken, nur wenig, umsomehr aber unter wagerechten, und solche werden auf den oberen Decks durch Verdrehung des Schiffskörpers erzeugt.

Die Tafeln I und II zeigen Pallogramme verschiedener Schiffe der deutschen Marine und von S. M. S. „Hansa“ und „Vineta“ in verkleinertem Maassstabe. Darin sind die grössten Schwingungsausschläge durch Maasszahlen in wirklicher Grösse angegeben. Die Vertikalschwingungen liegen stets oben, die Horizontalschwingungen unten und dazwischen in der Mitte sind die Sekunden verzeichnet. Auf jedem Pallogramme ist die Spantnummer und das Deck

verzeichnet, wo der Apparat aufgestellt war, ausserdem sind die mittleren Umdrehungszahlen der Hauptmaschinen angegeben.

Besonders bei den Messungen auf S. M. S. „Hansa“ und „Vineta“ wurde sehr vorsichtig vorgegangen. Diejenigen Pallogramme, welche zur Beurtheilung der Schwingungen des ganzen Schiffskörpers dienen sollten, wurden niemals in der Nähe einer in Betrieb befindlichen Hilfsmaschine und niemals dicht an einer Decksunterbrechung aufgenommen. Die Apparate wurden stets direkt auf den festen Decks gerade über einem Deckbalken aufgestellt, um von örtlichen Durchfederungen einzelner leichter Platten unabhängig zu sein.

Um feststellen zu können, in welcher Weise die Schwingung eines Schiffes von derjenigen eines homogenen elastischen Stabes abweicht, wurde bei diesen Messungen von vornherein ins Auge gefasst, die Veränderung der Spantquerschnitte bei der Schwingungserscheinung festzustellen. Daher wurden die 3 Apparate meist unter einander in verschiedenen Decks aber in einer Spantebene mittschiffs aufgestellt und dann die Schwingungen zu bestimmter Zeit mit allen drei Apparaten gleichzeitig gemessen. Dieses wurde für 70, 80, 90 bis 140 Umdrehungen der Hauptmaschinen in einigen Spantebenen durchgeführt.

Auf S. M. S. „Hansa“ konnten die Messungsergebnisse nur von einer Fahrt mit 3 Schrauben vollständig gewonnen werden, während von S. M. S. „Vineta“ auch eine Zweischraubenfahrt mit ausgekuppelter Mittelschraube und eine Einschraubenfahrt mit ausgekuppelten Seitenschrauben zur Verfügung steht.

Aus den Pallogrammen jeder Fahrt wurden die Schwingungsausschläge herausgemessen. Einige Pallogramme von S. M. S. „Hansa“ und „Vineta“ zeigen nun ausser den kleinen kurzen Schwingungen noch ein Springen des Vor- und Hinterschiffes, welches in längeren Perioden und grösseren Ausschlägen stattfindet. Dieses Springen der Schiffsenden wird wahrscheinlich durch die Verzerrungen der Schiffsrümpfe bei den Vibrationen und die dadurch auftretenden inneren Materialkräfte der Verbandstücke hervorgerufen, und nahm auf S. M. S. „Hansa“, wie die Pallogramme zeigen, besonders im Vorschiff die grosse Ausschlagsweite von 15 mm an. Für die graphischen Darstellungen wurde die Weite dieser Sprünge der Schiffsenden nicht in Betracht gezogen, da dieselben nur als Sekundärerscheinung der Schwingungen zu betrachten sind. Dieselben sind aber ein Zeichen hoher Beanspruchung der Schiffsverbände und daher sehr beachtenswerth.

In Tafeln III bis X sind die Linien der Vertikalschwingungen durch den Index v, diejenigen der Horizontalschwingungen durch den Index h gekennzeichnet.

Die graphische Verwerthung der Messungsergebnisse geschah in folgender Weise:

a) In Tafel III bis VI wurden die Vertikalschwingungen der Decks von horizontalen Geraden aus für mehrere Umdrehungszahlen abgesetzt und ausgestrakt. Die betreffenden Umdrehungszahlen sind an den Linien vermerkt. Da die beiden Knotenpunkte der Vertikalschwingungen sich sehr scharf markirten, so war es keineswegs zweifelhaft, dass das Mittelschiff nach unten ausschlug, wenn Vor- und Hinterschiff nach oben ausschlugen, und dass die Vertikalschwingungen daher als einfache Transversalschwingungen mit 2 Knotenpunkten aufgefasst werden mussten. Man ersieht aus den Tafeln, dass die Knotenpunkte nicht als festliegend zu betrachten sind, sondern sich bei verschiedenen Umdrehungszahlen der Hauptmaschinen verschieben.

Die Vertikalschwingungen sind in ein und derselben Spantebene in verschiedenen Decks nicht von gleicher Grösse, sodass beim Schwingen des Schiffes die Decks sich theils einander nähern, theils von einander entfernen und der Spantquerschnitt in vertikaler Richtung wie eine Ziehharmonika athmet. — Um dies besonders deutlich zu machen, sind in den Tafeln III bis VI von einigen Spantlinien aus die vertikalen Schwingungsausschläge nach rechts abgetragen und durch eine strakende Linie verbunden worden.

b) Auf denselben Tafeln sind von den wagerechten Geraden auch die Ausschläge der Horizontalschwingungen abgesetzt und ausgestrakt worden, deren Linien in gleicher Weise mit den Umdrehungszahlen der Hauptmaschinen und dem Index h bezeichnet sind.

Wie vorhin bereits erwähnt, ist es mit dem Pallographen nicht möglich festzustellen, welche Schwingungsphasen an verschiedenen Punkten des Schiffes genau gleichzeitig stattfinden, mit anderen Worten, ob der eine Punkt nach rechts schwingt, während der andere nach links schwingt, oder ob beide gleichzeitig nach rechts oder links schwingen; ob andererseits beide Punkte gleichzeitig ihre grössten Schwingungsausschläge haben oder ob eventuell ein Punkt seinen grössten Ausschlag hat, während ein anderer durch seine Mittellage schwingt.

Weil nun durch die Pallogramme Knotenpunkte der Horizontalschwingungen nicht nachgewiesen werden konnten, so wurden die wagerechten Schwingungsausschläge alle nach oben von den horizontalen Graden abgesetzt.

Da es aber unmöglich ist, dass alle Theile des Schiffes zugleich nach rechts oder zugleich nach links schwingen, ergeben die Kurven der Horizontalschwingungen kein Bild der wirklichen Vorgänge. Der wellenlinienartige Charakter dieser Kurven liess darauf schliessen, dass Knotenpunkte vorhanden seien, und es wurde in Tafel V für 137 Umdrehungen der Hauptmaschinen im Oberdeck, Zwischendeck und Plattformdeck versucht, durch Absetzen der Schwingungsausschläge nach verschiedenen Seiten der geraden Nulllinie Knotenpunkte der Horizontalschwingungen zu erhalten. Auf solche Weise würden sich 6 Knotenpunkte der Horizontalschwingungen auf der ganzen Schiffslänge ergeben. Dem unregelmässigen Charakter der Pallogramme der Horizontalschwingungen entsprechend werden aber wahrscheinlich die grössten Ausschläge der Horizontalschwingungen für die einzelnen Punkte der Schiffslänge nicht zeitlich zusammen fallen, sodass wir aus den in Tafel III bis VI ausgestreckten Kurven der Horizontalschwingungen nur ihre Grösse, nicht aber eine Vorstellung ihrer Art gewinnen können.

Um nun zu untersuchen, ob die Horizontalschwingungen eventuell als Torsionsschwingungen zu betrachten seien, wurde durch Absetzen der wagerechten Schwingungsausschläge der Decks nach verschiedenen Seiten von den Spantlinien versucht, eine eventuell vorhandene Torsionsachse zu finden. Wie die Tafeln III bis VI erläutern, würden sich auf solche Weise zwei Torsionsachsen, eine obere und eine untere, ergeben haben, die in die Zeichnungen eingetragen sind. Es scheint nun vollständig ausgeschlossen zu sein, dass die Schiffe Torsionsschwingungen um 2 Längsachsen gleichzeitig ausführen und man kann daher schliessen, dass die Anzahl der Torsionsträgheitsschwingungen dieser Kreuzer zu hoch liegt, um durch die Frequenz der in das Schiff hineingeschickten Kraftschwingungen bei den vorkommenden Umdrehungszahlen der Hauptmaschinen überhaupt erregt werden zu können.

Da sich auch keine bestimmten Knotenpunkte für die Horizontalschwingungen dieser Schiffe feststellen liessen, so können sich auch regelmässige wagerechte Transversalschwingungen bei diesen Schiffen nicht ausbilden. Daher halten sich auch die wagerechten Schwingungen meist unter 1 mm Ausschlagsweite und wir haben es vielmehr mit wagerechten Erschütterungswellen zu thun, die sich über die ganze Schiffslänge fortpflanzen, denen aber wegen ihrer wandernden Knotenpunkte der Schwingungscharakter nicht zugesprochen werden kann.

2. In den Tafeln VII bis X sind die Schwingungsausschläge mehrerer Decks bei verschiedenen Umdrehungszahlen der Hauptmaschinen in 400facher Ver-

grösserung für Spant 9 des Hinterschiffes und Spant 85 des Vorschiffes ausgestreckt worden. Die Linien zeigen auch hier, dass für ein und dieselbe Spantebene die Ausschläge verschiedener unter einander liegender Decks in ihrer Grösse sehr von einander abweichen können.

a) Die mit dem Index h versehenen Schaulinien der wagerechten Erschütterungen haben bei beiden Schiffen für die Dreischraubenfahrten (Tafel VII und IX), bei ca. 80 Umdrehungen pro Minute ein Maximum. Tafel VIII zeigt für S. M. S. „Vineta" noch ein Maximum derselben bei 120 Umdrehungen, während auf dem Schwesterschiffe S. M. S. „Hansa" dies erst bei höheren Umdrehungszahlen der Hauptmaschinen eintritt.

Die Aufzeichnungen für die Fahrten mit 2 und 3 Schrauben für S. M. S. „Vineta" ergeben so unregelmässige Resultate, dass unter Hinweis auf Tafel IX und X nur diese Thatsache festgestellt werden soll.

Beim Auszählen der wagerechten Erschütterungen der Pallogramme findet sich, dass ihre Frequenz bei allen Fahrten annähernd dreimal so hoch liegt, als die Umdrehungszahl der Hauptmaschinen. Da alle 3 Schrauben je drei Flügel aufweisen, so liegt die Vermuthung nahe, dass die von den einzelnen Flügeln ausgehenden Wasserstösse gegen das Achterschiff in diesem Falle die wagerechten Erschütterungen bewirken.

b) Die vertikalen Schwingungsausschläge der verschiedenen Decks (Tafel VII und IX), wachsen und fallen bei steigender Umdrehungszahl der Hauptmaschinen mehrmals, bis sie zwischen 120 und 140 Umdrehungen der Hauptmaschinen stark ansteigen. Sie sind wegen ihrer grossen Schwingungsweiten für diese Schiffe am wichtigsten. Wie die Pallogramme zeigen, haben die Vertikalschwingungen von S. M. S. „Hansa" und „Vineta" einen durchaus verschiedenen Charakter. Auf S. M. S. „Vineta" ist die Frequenz der Vertikalschwingungen annähernd gleich der Umdrehungszahl der Hauptmaschinen. Die Massen dieser Maschinen sind nicht ausbalancirt und werden, wie die Skizze (Fig. 2) sofort lehrt, ein ziemlich kräftiges Massendruck-Kippmoment ergeben, weil je zwei gegenüberstehende Kurbeln nicht zunächst an einander liegen. Da nun die Schwankungszahl der Massendruckmomente gleich der einfachen Umdrehungszahl der Hauptmaschinen ist, so müssen für „Vineta" die Massenwirkungen der beweglichen Maschinentheile als Erreger der grossen Vertikalschwingungen betrachtet werden.

Anders liegt dies auf dem Schwesterschiffe S. M. S. „Hansa" mit ausbalancirten Schlick-Maschinen. Hier ist die Frequenz der Vertikalschwingungen aller Pallogramme annähernd gleich der doppelten Umdrehungszahl

der Hauptmaschinen. Da Leerlauf-Versuche der Hauptmaschinen mit ausgekuppelten Propellern in ähnlichen Fällen nur ganz geringe Schwingungsausschläge ergaben, so lässt sich dies nur verstehen, wenn man auch die Schwankungen der Propellerschübe als Schwingungserreger mit in die Betrachtung hineinzieht (Fig. 11).

Das an die Welle abgegebene Drehmoment von S. M. S. „Hansa“ zeigt 2 Schwankungen pro Umdrehung der Hauptmaschinen (Fig. 12).

Wenn dieselben auch durch die rotirenden Massen gemildert auf den Propeller übertragen werden, müssen doch Kraftschwankungen der Propellerschübe auftreten und dadurch können Schiffsschwankungen hervorgerufen

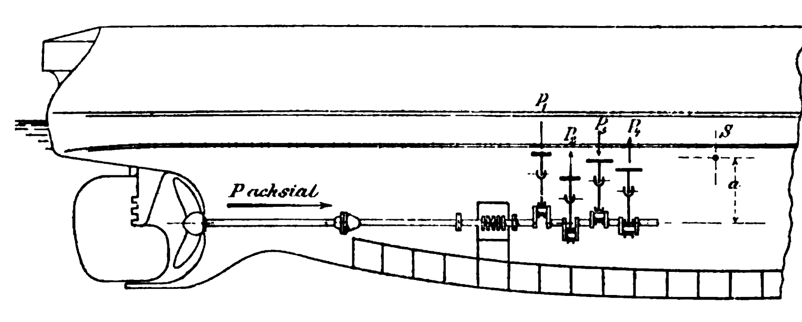


Fig. 11.

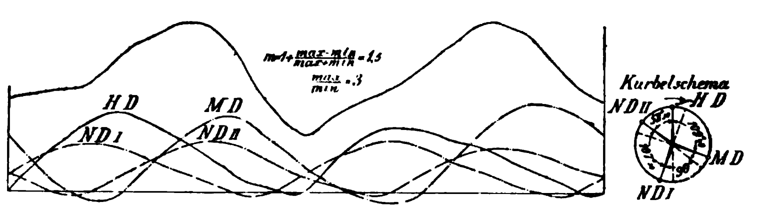


Fig. 12.

werden, wie ich dies des Näheren im Jahre 1899 und Anfang des Jahres 1900 in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure auseinandergesetzt habe.

S. M. S. „Hansa“ ist also ein Schiff mit 3 Hauptmaschinen und 3 dreiflügeligen Schraubenpropellern. Die Maschinendrehmomente und die Propellerschübe zeigen zwei Schwankungen pro Umdrehung und die Anzahl der senkrechten Schiffsschwingungen ist selbst hinten im Ruderraum unmittelbar über den dreiflügeligen Propellern zweimal so gross wie die Anzahl der Umdrehungen der Hauptmaschinen.

Da die Massen der Hauptmaschinen nach dem Schlick'schen System ausbalancirt sind, bleiben als Erreger von Vertikalschwingungen nur die

Wasserstösse der einzelnen drei Schraubenflügel gegen das Achterschiff und die Momente der axialen Propellerschübe bestehen. Wie man an den Pallogrammen der senkrechten Schwingungen deutlich sieht, geben letztere bei der Vibrationserzeugung den Ausschlag und ist von ersteren nur wenig als Interferenzwirkung zu merken.

Diese Thatsache steht nicht vereinzelt da, sondern wurde auch auf anderen Schwesterschiffen der betrachteten Schiffsklasse, den Kreuzern „Hertha“ und „Victoria Luise“, und auf dem Torpedoboote S. 42, welche Schiffe ebenfalls mit Schlick-Maschinen ausgerüstet sind, bestätigt.

Die Pallogramme von S. 42 zeigt Tafel II.

Die Pallogramme von S. M. S. „Vineta“ und „Hansa“ lassen darauf schliessen, dass die Anzahl der senkrechten transversalen Trägheitsschwingungen annähernd 160 pro Minute betragen wird, weil bei $\frac{160}{2} = 80$ Umdrehungen, wie Tafel VII und X zeigen, schon ein Maximum der Vertikalschwingungen liegt.

Die Schwingungsweiten auf S. M. S. „Vineta“ sind natürlich bedeutend grösser wie auf S. M. S. „Hansa“, weil sich die Schwankungszahl der erregenden Kraftschwingungen der Häufigkeit der Trägheitsschwingungen des Schiffes nähert, und wir sehen, wie wichtig es zur Vermeidung von Schwingungen der Schiffe ist, die beweglichen Massen der Hauptmaschinen auszubalanciren.

Auf S. M. S. „Hansa“ stellt sich das Verhältniss von Kraft- zu Trägheitsschwingungen für 146 Umdrehungen der Hauptmaschinen auf 292 : 160, liegt also, zum Glück für das Schiff, für die Schwingungserregung sehr ungünstig. Wenn gleichwohl solche Schwingungsausschläge auftreten, wie die Pallogramme und die Tafeln zeigen, so müssen ziemliche Kraftmomente wirken, um derartige Durchbiegungen und Deformationen des Schiffsrumpfes ohne Betheiligung des Energievermögens der Massen erzeugen zu können. Darauf lassen auch die bei 146 Umdrehungen der Hauptmaschinen stark springenden Schiffsenden schliessen, denn wie bereits erwähnt, sind solche Sprünge Zeichen hoher Differenzen zwischen den Materialanstrengungen der Verbandstücke der Schiffe.

An diesem Beispiele sieht man, wie wichtig es zur Vermeidung von Vibrationen ist, ausser der Massenausbalancirung auch die Umdrehungskräfte der Schiffsmaschinen möglichst gleichförmig zu erhalten. Die vielen anderen Gründe, welche für grösste Gleichförmigkeit der Umdrehungskräfte der

Dampfmaschinen und speciell der Schiffsmaschinen gelten, sind allgemein bekannt und bedürfen daher keiner besonderen Erwähnung.

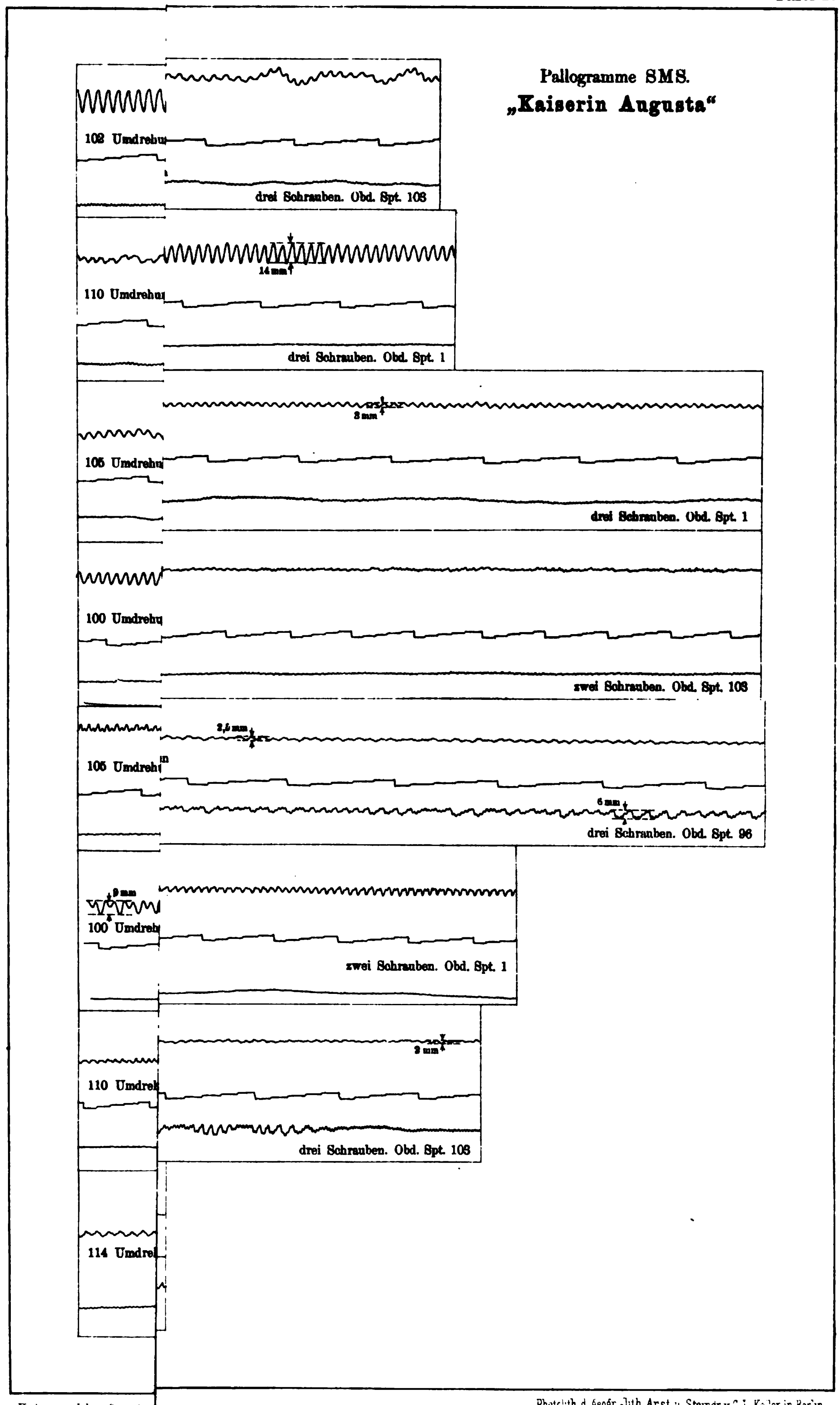
Auf einer Reihe von Fahrten mit einer, zwei und drei Schrauben bei verschiedenen Umdrehungszahlen wurde nun untersucht, ob die Decks der Schiffe stets mit gleicher Häufigkeit schwingen. Um genaue Ergebnisse zu erhalten, war es nicht allein nothwendig viele Pallogramme zu nehmen, sondern es mussten auch die Umdrehungszahlen der Maschinen genau kontrollirt werden.

Zu diesem Zwecke wurden bei vollständig gleichbleibenden Betriebsverhältnissen im Zeitraum von circa 1 Stunde auf jeder Fahrt alle $2^1/_2$ Minuten auf ein Signal hin die Tourenzähler abgelesen. Auf der Einschraubenfahrt, schwankten die Umdrehungen der mittleren Maschine annähernd um 2 bis 2,5 %; auf der Zweischraubenfahrt schwankten diejenigen der beiden Seitenschrauben um rund 4 % in 10 Minuten. Auf den Dreischraubenfahrten arbeitete die mittlere Schraube am ruhigsten. Ihre Umdrehungszahlen schwankten nur um etwa 2 % in 10 Minuten, diejenigen der Backbordschraube, welche mit der mittleren gleichen Drehungssinn hat, schwankten um circa 3—4 % in 10 Minuten, während die Steuerbordschraube, die mit der mittleren entgegengesetzten Drehungssinn hat, sehr unruhig arbeitete und Schwankungen der Umdrehungszahl von ungefähr 7 % in 10 Minuten ausführte. Diese Thatsache enthält einen sehr wichtigen Fingerzeig für die Theorie der Dreischraubenwirkung, worauf aber nicht weiter eingegangen werden kann, da es sich hier um Schwingungsverhältnisse handelt. Bei jenen Fahrten wurden auf verschiedenen Decks vorn und hinten Pallogramme genommen, und die Häufigkeit der Schwingungen ausgezählt. Es zeigte sich, dass auch diese grösseren Schwankungen unterworfen sind, und dass sogar verschiedene Decks zu gleicher Zeit meistens mit verschiedener Häufigkeit schwingen. Diese Thatsache im Verein mit jener, dass die Decks verschieden grossen Schwingungsausschlägen gleichzeitig unterworfen sind und die Maxima ihrer Schwingungen bei verschiedenen Umdrehungszahlen eintreten, zeigt uns, dass die Kriegsschiffe im allgemeinen nicht ohne weiteres als elastische Stäbe betrachtet werden können. Die einzelnen Decks und sonstige Verbandstücke, welche durch elastische Zwischenglieder mit einander verbunden sind, schwingen vielmehr, soweit als möglich, jedes für sich; es werden einzelne Theile eventuell stärker erregt, während andere Theile ruhiger werden. Wenn aber bei kritischen Umdrehungszahlen die Schiffsschwingungen besonders gross werden, unterliegen alle Theile gemeinsam denselben Schwin-

gungen. In solchen besonderen Zuständen sind die Schwingungen der Schiffe daher denjenigen elastischer Stäbe vergleichbar.

Die Messungen der Schiffsschwingungen von S. M. S. „Vineta“ und „Hansa“ konnten nur mit grossem Arbeits- und Energie-Aufwande durchgeführt werden. Meinem Kollegen, dem Marinebauführer A. Dietrich, welcher die Versuche an Bord der Schiffe und die zeichnerischen Arbeiten leitete sage ich an dieser Stelle ganz besonderen Dank dafür, dass er mir die Ergebnisse seiner Arbeiten für diesen Vortrag zur Verfügung stellte.





Verlag von Julius Springer

Photolith d. geogr.-lith Anst u. Steindr v. C. L. Keller in Berlin

3 mm

Pallogramme SMS. „Hansa“

Dreisch

1,2 mm

auf der Back

1 mm

Plattformdeck Spt.

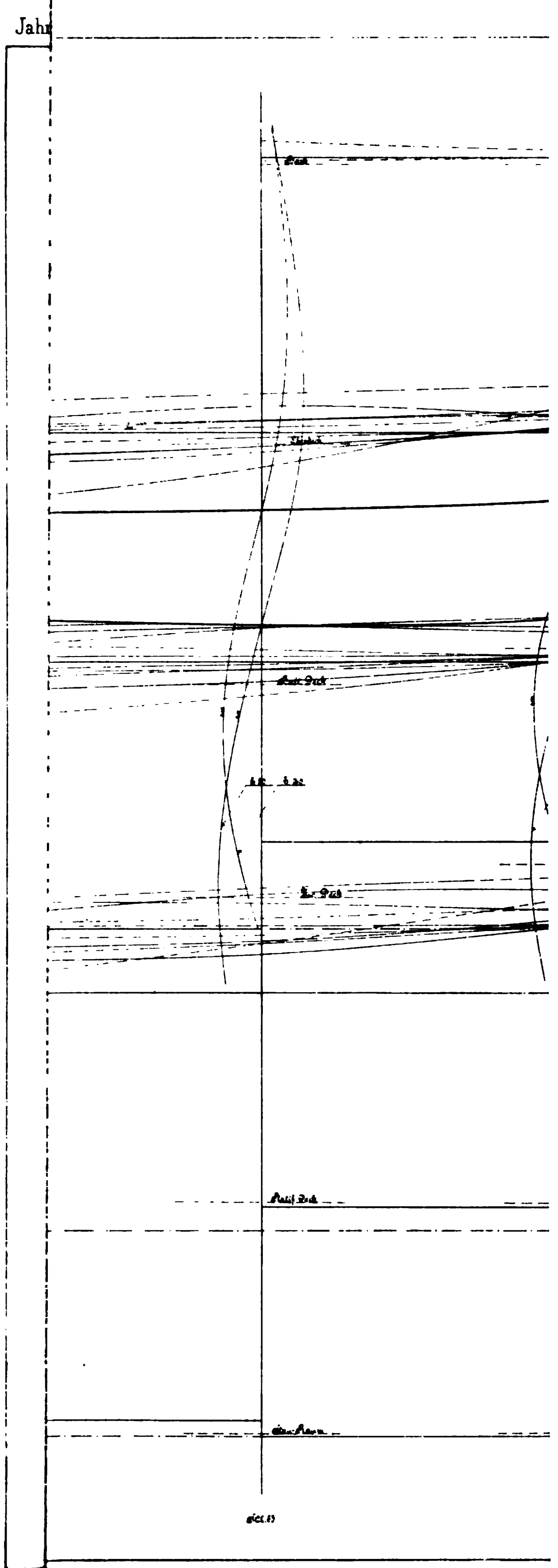
13 mm

vorderer Un

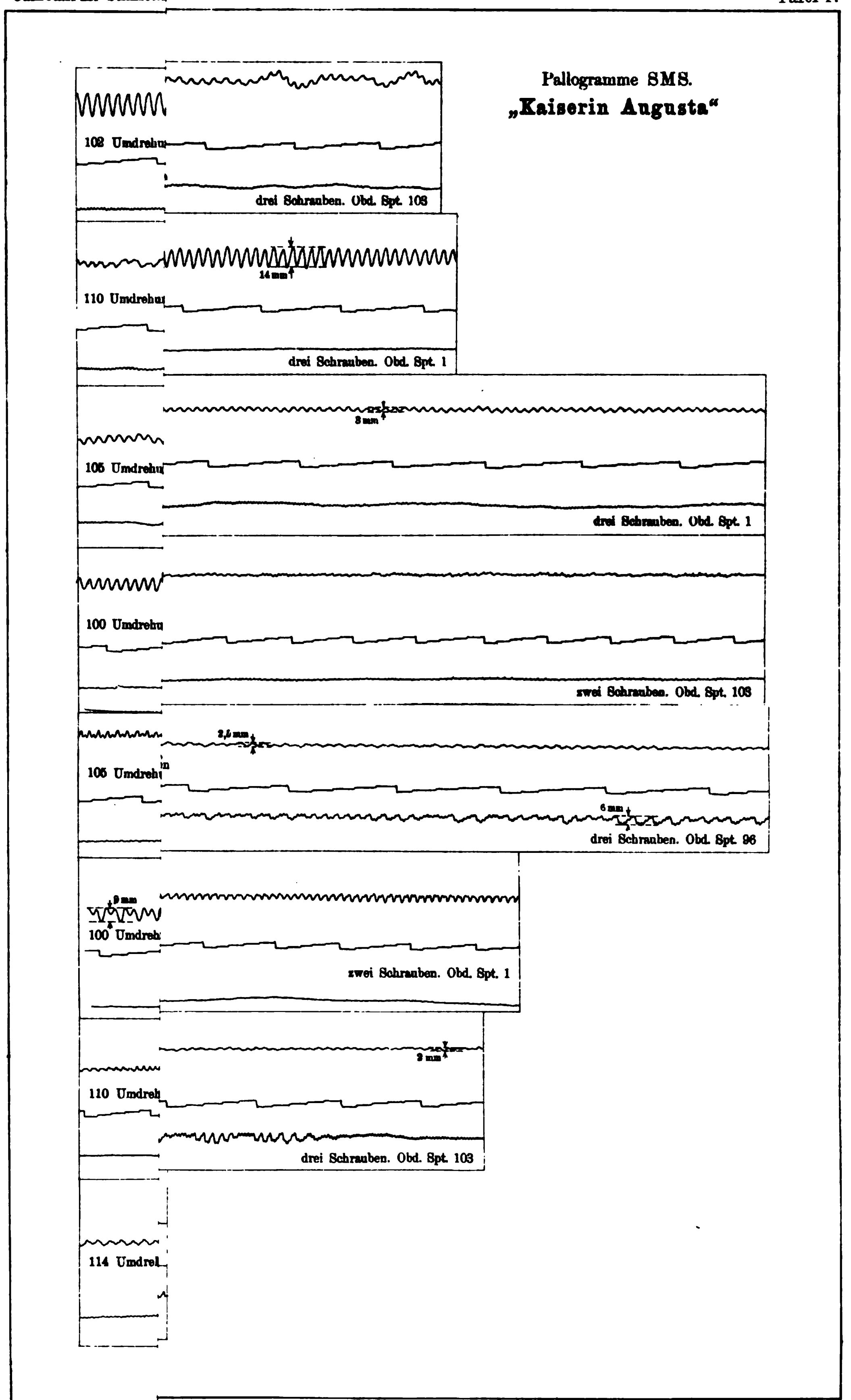
15mm

Plattformdeck Spt.

Jahr



Verla



Verlag von Julius Springer i

Photolith d. geogr.-Lith. Anst. u. Steindr. v. C. L. Keller in Berlin

3 mm

Pallogramme SMS. „**Hansa**"

Dreisch

1,2 mm

auf der Back

1 mm

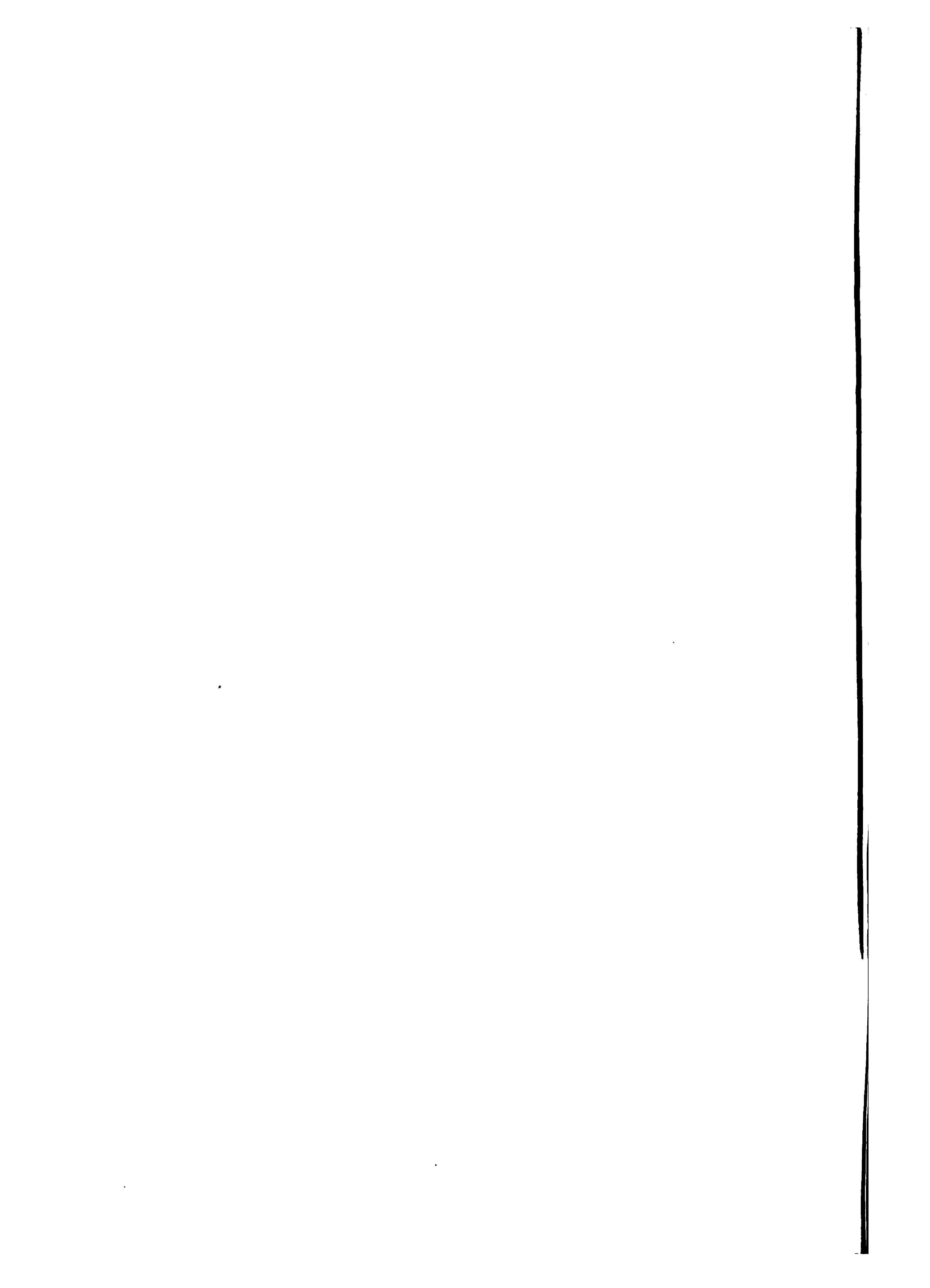
Plattformdeck Spt.

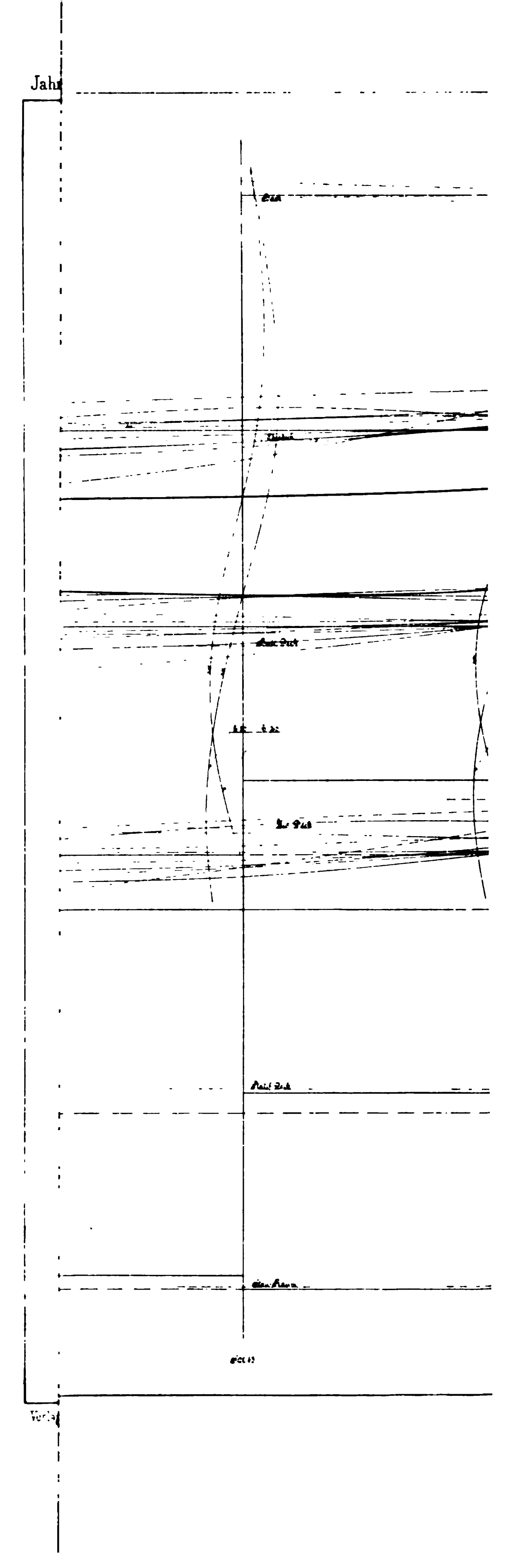
13 mm

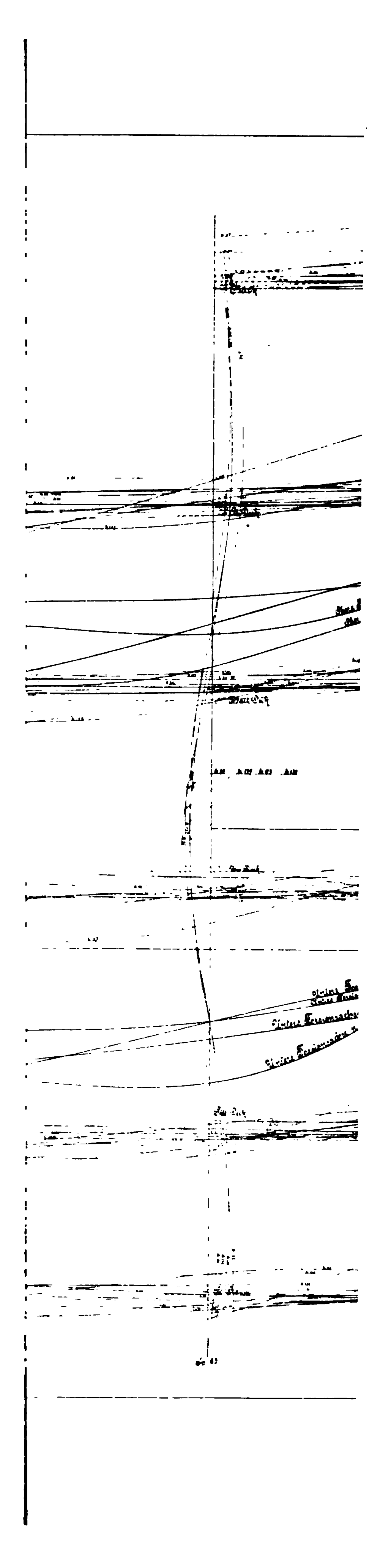
vorderer Unt

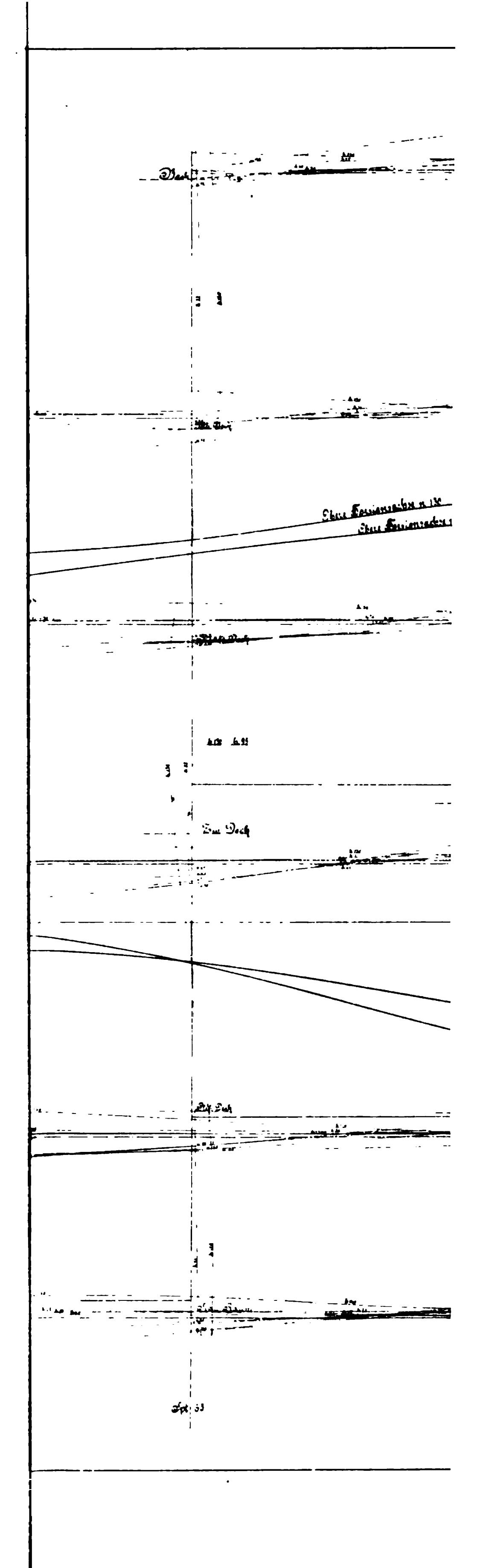
15 mm

Plattformdeck Spt.









[illegible]

[illegible]

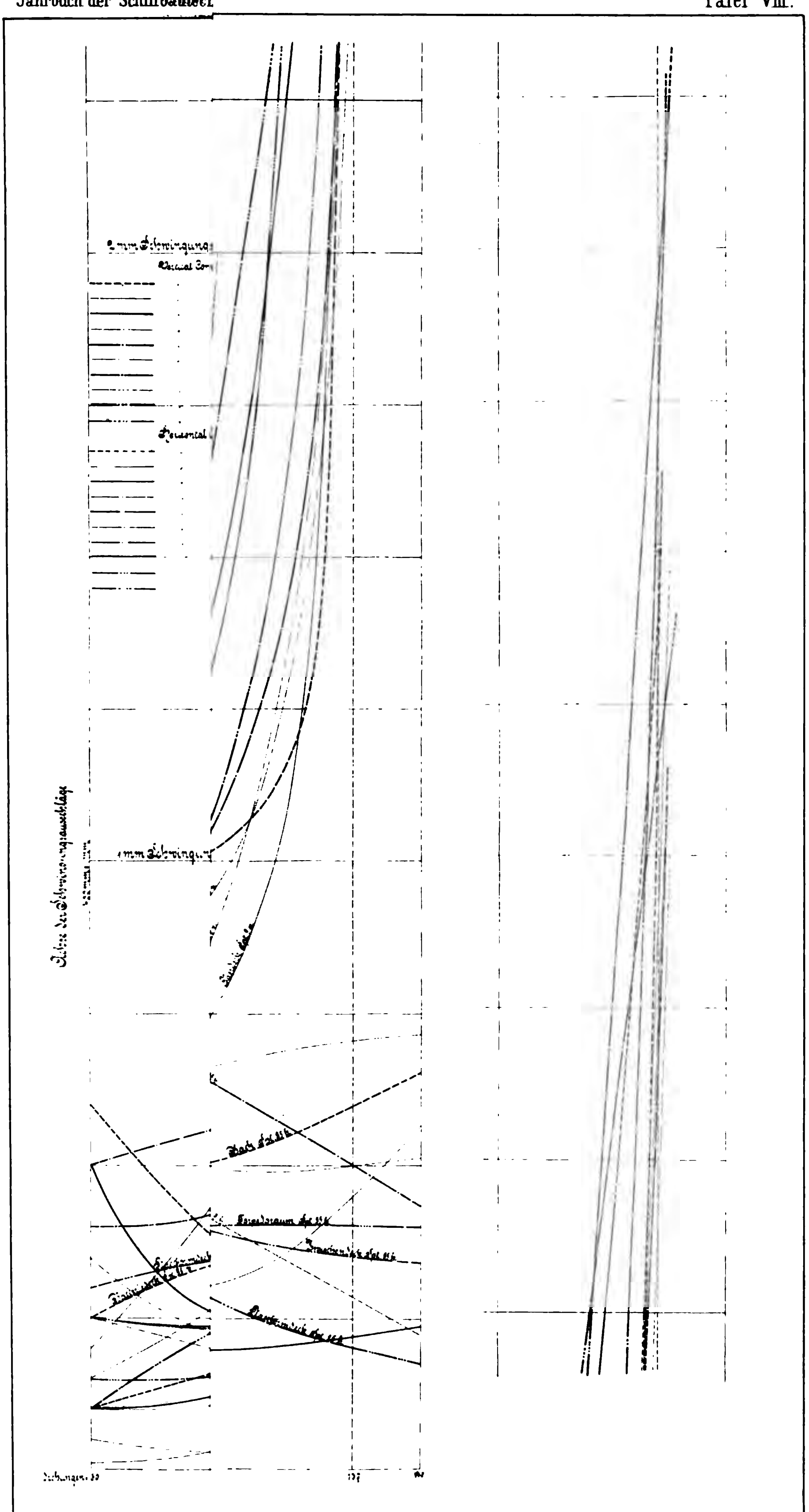
[illegible]

[illegible]

[illegible]

[illegible]

ecl 8)



Verlag von Julius Springer in Berl Photolith d geogr lith Anst u Steindr v C L Keller in Berlin

Jal

Verl



Neuere Forschungen über Schiffswiderstand und Schiffsbetrieb.

Von R. Haack.[1])

Das im Auftrage des Herrn Ministers der öffentlichen Arbeiten verfasste Werk über Schiffswiderstand und Schiffsbetrieb, welches in der deutschen Ingenieurausstellung der Weltausstellung, Gruppe VI, Klasse 29 auslag, enthält eine Theorie über den Schiffswiderstand, die auf den Ergebnissen von Versuchen auf dem Dortmund-Ems-Kanale begründet ist. Diese Theorie wird dort als auch für Schiffe geltend bezeichnet, welche im freien Wasser fortbewegt werden. Für ihre Anwendung zur Berechnung der Widerstände im freien Wasser wird auf die Nothwendigkeit von Versuchen hingewiesen, nach deren Resultaten das Gesetz der Einsenkung und die erforderlichen Koëfficienten sich feststellen lassen.

Inzwischen ist in der letzten Versammlung der Institution of Naval Architects in London eine Abhandlung des Major Giuseppe Rota der Königlichen Italienischen Marine verlesen worden, welche einige Angaben über die Senkung der Wasseroberfläche als Folge der durch Fortbewegung des Modells eines Torpedobootes auf dem Versuchstank in Spezia entstandenen Strömungen enthält.

Eine Veröffentlichung dieser Abhandlung bringt Engineering vom 20. April 1900, worin aber die hier beigefügten Kurven Fig. 1 und 2 in so kleinem Maassstabe gezeichnet sind, dass die in Nachstehendem daraus angeführten Maasse nur als annähernde gelten können. Die mittleren Einsenkungshöhen des Modells betrugen entsprechend den Differenzen im Tiefgange vorn und hinten nach Fig. 2, als das Modell in der vollen Wassertiefe des Versuchstanks geschleppt wurde:

---

[1]) Als Vortrag gehalten auf dem Congrès international d'Architecture et de Construction navales zu Paris.

bei 1,0	m/sec.	Geschwindigkeit	cr. 0,000	m
1,5	„	„	„ 0,008	„
2,0	„	„	„ 0,010	„
2,5	„	„	„ 0,015	„
3,0	„	„	„ 0,012	„
3,5	„	„	„ 0,010	„
4,0	„	„	„ 0,010	„
4,5	„	„	„ 1,008	„

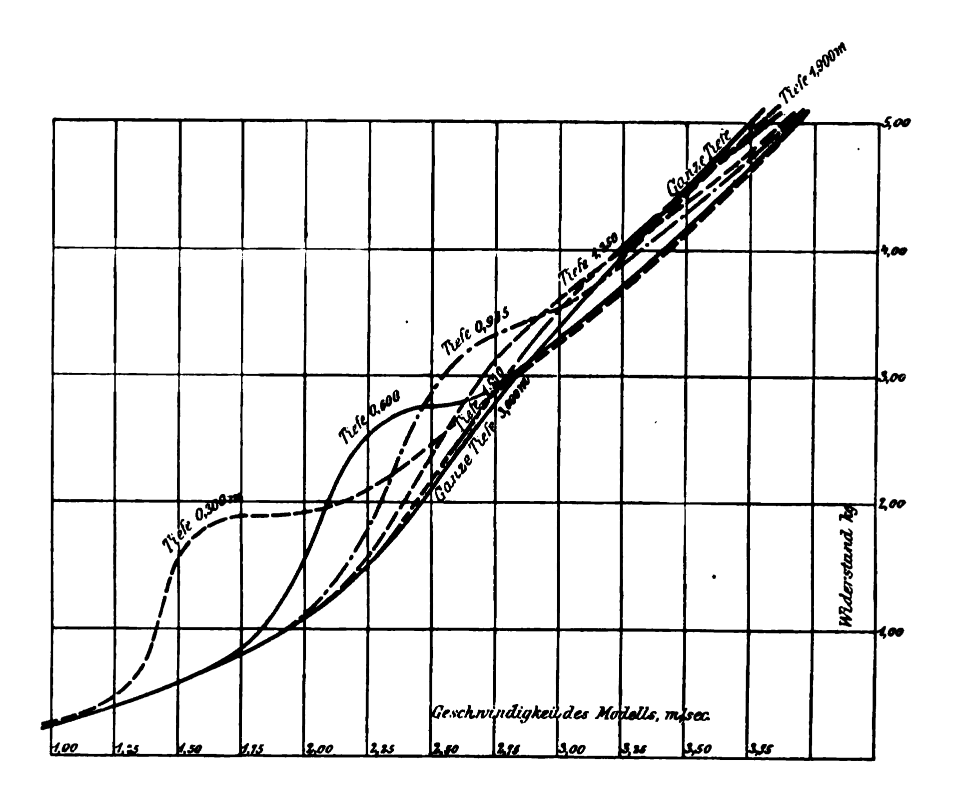


Fig. 1.

Bei einer Wassertiefe im Versuchstank von nur 0,3 m, die durch Einlegen eines Holzbodens auf die entsprechende Höhe hergerichtet war, zeigte sich für dasselbe Modell bei 1 m/sec. Geschwindigkeit eine mittlere Einsenkungstiefe von ca. 0,003 m und bei 1,5 m/sec. Geschwindigkeit eine solche von ca. 0,015 m. Dann aber wurde das Modell bei etwa 1,9 m/sec. Geschwindigkeit wieder bis zur normalen Wasserlinie gehoben und darüber hinaus:

bei 2,0 m/sec. Geschwindigkeit um 0,0075 m
bei 2,5 „ „ „ 0,1100 „

welch' letztere Höhe für 3,0, 3,5, 4,0 und 4,5 m/sec. Geschwindigkeit nahezu konstant blieb.

Diese Versuche geben dasselbe Resultat, was Froude und Thorneycroft bei einem Torpedoboote fanden, worüber letzterer in einer Abhandlung berichtete, die 1875 vor der Mechanical Section of the British Association gelesen wurde. Ferner fand Froude bei den Tankversuchen, die er im Auftrage des Parlamentes auf Veranlassung der Vorschläge des Mr. Ramus über Ausführung von Rocket Floats im Jahre 1873 machte, das Senken der mit

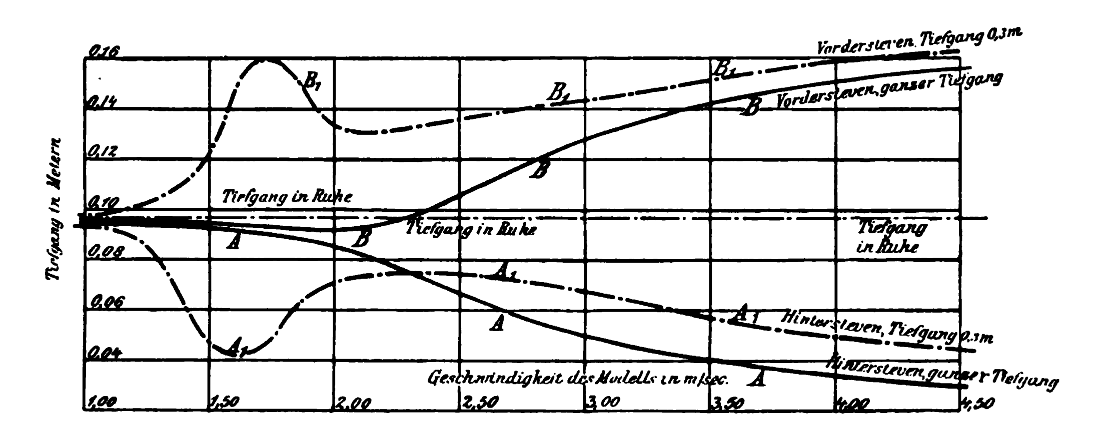


Fig. 2.

mässiger Geschwindigkeit und das Heben der mit verhältnissmässig grosser Geschwindigkeit fortbewegten Schiffe. Er behauptet mit Recht, dass das Heben der Schiffe dieselbe Ursache habe, wie des Ricochettiren von Körpern, welche mit grosser Geschwindigkeit fortbewegt, auf die Wasserfläche aufschlagen, sich dann wieder heben und dies noch mehrmals wiederholen, bis sie die dazu nöthige lebendige Kraft verloren haben.

Als Grund für diese Erscheinungen muss angenommen werden, dass die mittlere negative[1]) Geschwindigkeit der Strömung, welche das von schwimmend fortbewegten Körpern vorn verdrängte Wasser nach hinten schaffen muss,

[1]) Negativ heisst, die der Richtung des Schiffes entgegengesetzt fliessende Strömung und deren Geschwindigkeit.

eine nicht überschreitbare Grenze hat. Ist diese Grenze der negativen Geschwindigkeit erreicht und die fortbewegende Kraft grösser als der dann zu überwindende Widerstand, so muss der Theil des Wassers, der nicht nach hinten befördert wird, vorne aufgestaut werden. Dadurch wird das Vorderende mehr als das Hinterende, also auch der Schwerpunkt des fortbewegten Körpers gehoben. Das Wasser setzt unter diesen Umständen der Fortbewegung den Widerstand entgegen, welchen das verkleinerte Deplacement findet. Ein weiterer Widerstand gegen die Fortbewegung mit der nunmehr angenommenen Geschwindigkeit entsteht in der Kraft, welche den Körper auf der durch das Wasser gebildeten schiefen Ebene in der von ihm angenommenen Höhe zu erhalten hat. Ferner ist noch der Luftwiderstand zu berücksichtigen, der jedoch erst bei Geschwindigkeiten von 40 bis 50 Knoten Bedeutung gewinnt. Diese drei Widerstände bilden den Gesammtwiderstand. Bei stetig weiterem Anwachsen der Kraft muss der Körper ganz aus dem Wasser emporgehoben und durch die Luft weiter bewegt werden, welche dagegen dann allein Widerstand leistet. So können bekanntlich starke Fische sich durch ihre eigene Kraft aus dem Wasser emporschnellen.

Ricochettirende Geschosse können bei ihrem Aufschlagen auf die Oberfläche des Wassers, welches vermöge seiner Trägheit nicht schnell genug auszuweichen vermag, nur wenig darin eintauchen. Es bilden sich vor dem Geschosse sofort Wasserberge, welche die Veranlassung zum Wiederaufheben und Weiterfliegen werden, wenn die forttreibende lebendige Kraft dazu genügt.

Die vorstehend angeführten Versuche des Major Rota auf dem Versuchstank in Spezia mit dem Modell eines Torpedobootes, sowie die in den Transactions of the Institution of Naval Architects von 1899 veröffentlichten Versuche, über welche der Kapitän Rasmussen von der Königlich Dänischen Marine berichtet, bestätigen die Richtigkeit des Gesagten. Erstere zeigen in Fig. 2, wie auf 0,300 m Wassertiefe die mittlere negative Geschwindigkeit ihre Grenze schon bei 1,500 m/sec. Schiffsgeschwindigkeit erreichte, denn von dort ab verringert sich die Einsenkung, während die Zugkraft nach Fig. 1 stark ansteigt. Bei 1,600 m/sec. Geschwindigkeit wurde das bis auf 0,015 m eingesenkte Modell schon wieder bis zur normalen Wasserlinie und bei 1,750 m/sec. bis 0,010 darüber hinaus gehoben. Dann steigt die Geschwindigkeit ohne erhebliche Vermehrung der Zugkraft bis zu 2 m/sec. und von dort ab steigt die Zugkraft ziemlich regelmässig mit dem Wachsen der Geschwindigkeit. Bei ca. 2,850 m/sec. überschneidet die Geschwindigkeitskurve

sogar diejenige vom Versuche des Modells bei voller Wassertiefe im Tank, woraus sich ergiebt, dass hier ebenso, wie bei den Versuchen, über welche Kapitän Rasmussen berichtet, selbst bei geringerer Wassertiefe dieselbe Zugkraft eine grössere Geschwindigkeit erzeugen kann, als im tieferen Wasser.

Untersucht man die Zug- und Geschwindigkeitskurven der Fig. 1 genauer, so sieht man, wie bei 0,600 m Wassertiefe der geschilderte Vorgang ebenfalls, nur etwas später, eintritt, und von den Kurven für 0,915, 1,250, 1,570 sowie 1,900 m Wassertiefe kann dasselbe gesagt werden. Bei diesen zeigt sich der geschilderte Vorgang mit der Wassertiefe an Grösse abnehmend, immer weniger markirt. Sicher ist, dass bei der vollen Wassertiefe des Versuchstanks von 3,00 m dasselbe, wenn auch in schlankerem Uebergange der Kurven, beobachtet werden würde, wenn die Zugkräfte und damit die Geschwindigkeit noch weiter erhöht worden wären. Auch im freien Wasser muss die Grenze der negativen Geschwindigkeit erreicht werden und dann das Heben, selbst eines Modells, wie hier versucht wurde, stattfinden. Bei weiterer Fortsetzung der Versuche würde sich aber herausgestellt haben, dass die Geschwindigkeit des Modells bei gleicher Zugkraft in dem tieferen Wasser wieder die bei den geringeren Wassertiefen erzielten Geschwindigkeiten übersteigt.

Da grosse Schiffe bis jetzt nicht mit Maschinen und dem dazu gehörigen Brennmateriale ausgestattet werden können, welche zu dem beschriebenen Heben stark genug sind, so kann dasselbe nur bei Schiffen vorkommen, die wie Torpedoboote in allen ihren Theilen möglichst leicht konstruirt werden. Dennoch ist es möglich, grossen Schiffen dieselbe Geschwindigkeit mit geringerer Maschinenkraft pro Tonne Deplacement zu ertheilen wie Torpedobooten. Der Grund hierfür ist in der Wassermenge zu suchen, welche von dem in Fahrt befindlichen Schiffe in der Richtung nach hinten, d. i. in negativer Richtung in Bewegung gesetzt wird. Diese Wassermenge hängt nicht allein von der Schiffsgeschwindigkeit ab, sondern auch von der Grösse des Deplacements. Die negative Geschwindigkeit wird somit bei gleicher Schiffsgeschwindigkeit kleiner, und damit werden zugleich die Einsenkung sowie der Widerstand geringer, je grösser das Deplacement ist.

Zur näheren Feststellung der vorstehend aufgeführten Thatsachen und ihres Wesens sind die anfangs erwähnten weiteren Versuche erforderlich; durch dieselben wäre zu ermitteln:

1. die mittleren Einsenkungsquerschnitte (Δ Q), welche die bei Fortbewegung des Schiffes entstehenden negativen Geschwindigkeiten bilden,
2. das Maximum der mittleren negativen Geschwindigkeit, das nicht überschritten werden kann,
3. die Wassermengen, welche die verschiedenen Schiffe bei verschiedenen Geschwindigkeiten in Bewegung setzen und deren Verhältniss zum Deplacement der Schiffe,
4. die Koëfficienten ζ für die Widerstandsformel

$$W = \zeta\ (D + \Delta Q\ .\ L).$$

In der Formel bedeutet W den Widerstand, D das Deplacement, Δ Q den mittleren Querschnitt der Einsenkung und L die Länge des Schiffes.

Aus den Ergebnissen einer Reihe von Versuchen nach dieser Richtung hin werden sich die Gesetze herleiten lassen, nach denen der Widerstand für alle vorkommenden Schiffe und Geschwindigkeiten berechnet werden kann. Werden die Versuchsschiffe einmal durch Schleppen, und ein anderes Mal durch die eigenen Maschinen fortbewegt, dann können auch die Unterlagen für Beurtheilung der Abmessungen und Form der Schrauben, sowie für Feststellung des Nutzeffektes der Maschinen gewonnen werden.

Alle diese Angaben sind erforderlich, wenn die Schiffskonstruktion unter gebührender Berücksichtigung aller vorgeschriebenen Bedingungen diejenige Form des Schiffes und der Schrauben etc. finden soll, welche mit geringstem Kraftaufwand die verlangte Geschwindigkeit ergeben.

Die bei den Versuchen auf dem Dortmund-Ems-Kanale erhaltenen Aufklärungen über das Entstehen und das Wesen der Einsenkung führten zur Erklärung einer Zahl von Erscheinungen, welche bei der Fortbewegung von Schiffen im begrenzten und im freien Wasser vorkommen. Zu den letzteren, welche auch als Beweis des Vorkommens der Einsenkung auf freiem Wasser dienen, sollen hier noch einige hinzugefügt werden, die von Wichtigkeit erscheinen.

Es wurden in dem anfangs genannten Werke bereits die Schwierigkeiten erläutert, welche beim Gieren der Schiffe entstehen. Unerwähnt blieb, dass auch noch der Widerstand der Schiffe vergrössert wird. Neben dem durch den längeren Weg, den das Schiff beim Gieren zurückzulegen hat, entstehenden Verlust an Zeit, wird bei gleichbleibender Zugkraft die Geschwindigkeit des Schiffes verringert, indem die vorn und hinten abwechselnd auftretenden

stärkeren negativen Geschwindigkeiten die Einsenkung und damit den Widerstand vergrössern.

Ferner ergiebt sich der Widerstand, den die Schraubensteven und die Böcke bei Zweischraubenschiffen, sowie alle an der Aussenhaut unter der Wasserlinie vorspringenden Theile bewirken, aus der Vergrösserung der negativen Geschwindigkeit und der dadurch verursachten grösseren Einsenkung.

Die Vermeidung derartiger Hemmnisse oder deren möglichst günstige Gestaltung kann nicht genug empfohlen werden.

In der letzten Versammlung der Institution of Naval Architects wurde eine Abhandlung des Mr. Henry B. Wortley vorgetragen, in welcher aus einem anderem Grunde Verbesserungen an der Konstruktion des Hinterschiffes, der Steven und des Ruders vorgeschlagen werden. Sicher werden diese den Schiffen, bei denen sie bereits ausgeführt wurden, zu dem Nutzen welchen man von ihnen erwartet, auch noch Vortheile in Ersparung von Kohlen bringen, weil sie den Widerstand der Schiffe verringern und die Steuerfähigkeit verbessern. Beides lässt sich durch vollständiges Fortlassen der Todthölzer erreichen. Die Steuerfähigkeit wird verbessert, wenn die ungleichen Einsenkungshöhen ausgeglichen werden, welche durch die vorn und hinten an den Schiffen beim Gieren sich bildenden ungleichen negativen Geschwindigkeiten entstehen. Dieser Ausgleich geschieht um so leichter und schneller, je mehr das Todtholz am Vorsteven fortgeschnitten wird, wozu nur dringend gerathen werden kann. Der Widerstand wird verringert durch Verkleinerung der benutzten Oberfläche und Fortfall der Stevenstücke etc., welche die negative Geschwindigkeit vergrössern.

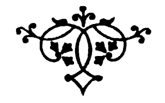
Eine Vergrösserung des Widerstandes wird auch durch das Schlingern der Schiffe erzeugt; denn er wird an der eingetauchten Schiffsseite mehr verstärkt als die Verringerung etc. an der ausgetauchten Seite beträgt. Die Summe beider übersteigt also den Widerstand in der aufrechten Lage.

In ähnlicher Weise vergrössert das Stampfen und Setzen den Widerstand. Wird dabei das Vorschiff eingetaucht, so vergrössert sich dessen Widerstand gegen die Fortbewegung mehr als derjenige des dann auftauchenden Hinterschiffes abnimmt. Beim Eintauchen des Hinterschiffes vermehrt dieses in ähnlicher Weise den Gesammtwiderstand. Dazu kommt, dass der Wechsel der pendelnden Bewegungen längsschiffs und querschiffs Verluste an lebendiger Kraft verursachen, die stetig zu ersetzen sind. Alle diese Be-

wegungen wirken am wenigsten nachtheilig, wenn sie langsam sind und leicht in einander übergehen.

Die im freien Wasser vorkommende Erscheinung, dass Schiffe, welche aus irgend einem Grunde z. B. behufs Ansprechens, in gleicher Richtung und Geschwindigkeit nebeneinander laufen, heftig zusammengedrückt werden, wenn sie einander zu nahe kommen, ist ein weiterer Beweis für die Bildung der Einsenkung auf See. Je näher zwei solche Schiffe sich kommen, desto mehr wird die negative Strömung zwischen ihnen und damit die dort erzeugte Einsenkung vergrössert. An den Aussenseiten der beiden Schiffe bleibt die Einsenkung so, wie sie vorher war, und somit entsteht von dort aus ein Ueberdruck, der sie immer mehr zusammentreibt und dabei stetig zunimmt. Der Zusammenstoss erfolgt mit grosser Kraft und hat mehrfach schwere Beschädigungen der Schiffe zur Folge gehabt. Nur bei langsamer Fahrt und genügendem Abstande der Schiffe von einander lässt sich ein solcher Zusammenstoss durch die Wirkung der Ruder verhindern.

Aus dem hier und in vorgenanntem Werke über die Einsenkung Gesagten ist ersichtlich, wie sie bei fast allen Bewegungen der Schiffe bedeutenden Einfluss hat. Die grosse Wichtigkeit ihrer Kenntniss für die Konstruktion und den Betrieb der Schiffe ist unverkennbar, und es ist deshalb im Interesse der gesammten Schifffahrt zu wünschen, dass zur genauen Erforschung der Einsenkung, sowie aller damit zusammenhängenden Wasserbewegungen die nöthigen Schritte gethan werden.



Die Anwendung der Schiffs-Vermessungs-Gesetze in verschiedenen Staaten.

Von A. Isakson.)*

Die Schiffsvermessung mit den verschiedenen Arten ihrer Ausführung und gar erst mit den Vorschlägen, wie sie gehandhabt werden müsste, berührt ein Gebiet von weitem Umfange. Bände sind bereits über diesen Gegenstand geschrieben und werden noch darüber geschrieben, so dass eine erschöpfende Behandlung des ganzen Stoffes in geschichtlicher wie in technischer, in wirthschaftlicher wie in statistischer Weise ohne Zweifel die beschränkte Zeit eines Kongresses bei weitem überschreiten würde.

Meine Absicht, diese Betrachtungen in eine so knappe Form zu bringen, dass sie sich zu einem Vortrage eignen, zwingt mich, alle Einzelheiten zu übergehen, welche die Anwendung der Schiffs-Vermessungs-Gesetze, selbst in der gegenwärtigen Zeit, behandeln. Ich werde vielmehr meine Ausführungen nur auf die wichtigsten Gesichtspunkte beschränken, welche das Wesen der heutigen Schifffahrt und die so häufig erörterte Frage des friedlichen Wettbewerbes der verschiedenen Nationen auf der See in mehr oder minder starkem Maasse beeinflussen.

Ich will deshalb jede Bemerkung über die Vorzüge oder Nachtheile der verschiedenen Vermessungsarten unterlassen, welche der der heutigen Methode vorhergegangen sind. Der Begründer des jetzigen Systems, Herr Moorsom, befand sich zweifellos auf dem rechten Wege, wenn er annahm, dass die, einen zutreffenden Ausdruck für die Schiffsgrösse liefernde Vermessungsart, sowohl in Interessentenkreisen, wie auch im grossen Publikum Beifall finden würde, und er schlug deshalb als Einheit für die Schiffsvermessung, wie allgemein

*) Vortrag gehalten auf dem „Congrès international d' Architecture et de Construction navales". Paris, 1900.

bekannt, die Raumtonne = 100 Kubikfuss engl. vor, die nunmehr in der ganzen Welt Annahme gefunden hat.

In Anbetracht der Thatsache, dass die gegenwärtige Methode der Vermessung wohl im Stande ist, einen zutreffenden Ausdruck für die Grösse und den Rauminhalt eines Schiffes zu liefern, muss es jedem der Sache ferner Stehenden merkwürdig erscheinen, wie ihre Anwendung in der Praxis auf Schwierigkeiten stossen kann.

Im allgemeinen dürfte es kaum verschiedene Meinungen darüber geben, wie der wirkliche Inhalt eines Hauses oder eines Kessels festzustellen sei. Auch über die Inhaltsbestimmungen von Körpern, welche von weniger regelmässigen Flächen begrenzt werden, als es bei Häusern oder Dampfkesseln der Fall ist, werden die Ansichten kaum auseinandergehen. Ich erinnere hierbei an die Deplacements-Berechnung eines Schiffes für einen bestimmten Tiefgang, die sicherlich stets das gleiche Resultat ergiebt, in welchem Lande sie auch ausgeführt wird.

Um so berechtigter ist hiernach die Frage, worin bestehen denn die Schwierigkeiten, welche bei der Inhaltsbestimmung eines Schiffsraumes auftreten?

Zu ihrer Beantwortung ist es nöthig, dass man sich das „Warum“ und „Weshalb“ der Schiffsvermessung und ihrer Gesetze vergegenwärtigt. Ihre hauptsächliche, wenn auch nicht ihre alleinige Daseinsberechtigung entspringt dem Bedürfnisse, die Erhebung der Abgaben von den Schiffen derartig zu regeln, dass ein grösseres Schiff verhältnissmässig mehr zu entrichten hat als ein kleineres.

Angesichts der bedeutenden in Frage kommenden Geldinteressen, einerseits für die Rheder, welche alle Abgaben pro Tonne bezahlen, anderseits für die Dockgesellschaften und ihre zahlreichen Aktionäre, sowie die Kommunalbehörden und Regierungen, welche diese Abgaben einziehen, ist es wirklich kein Wunder, wenn jede Partei den Inhalt und den Wortlaut der Vermessungsgesetze zu ihren Gunsten auszulegen sucht.

Vorstehendes mag eine Erklärung dafür geben, warum das einfache, zuerst von Herrn Moorsom aufgestellte Princip der Vermessung, wonach sich die Tonnage lediglich auf die Grösse, oder den Inhalt der Schiffe gründen sollte, als es in ein Gesetz umgewandelt wurde, auf ein Kompromiss zwischen mächtigen Geldinteressen hinauslief, ein Kompromiss, welches keineswegs ein Meisterstück der Gesetzgebung war, als es im Jahre 1854 in England das Licht der Welt erblickte. Jedenfalls werden mir alle beistimmen, welche in der Anwendung

der Vermessungsgesetze einige Erfahrung haben, dass die Eigenart dieser Gesetze durch die Zusätze nicht verbessert worden sind, welche ihnen von Zeit zu Zeit angehängt wurden, und dass es in der Gegenwart mit ihren Wirkungen schlechter bestellt ist, als es früher jemals der Fall war.

Ich habe von den gegenwärtigen Vermessungsgesetzen und ihrer Anwendung gesagt, dass sie ein Kompromiss zwischen grossen von ihnen berührten Geldinteressen bilden. Diese Interessen sind in England von grösserer Bedeutung als in irgend einem anderen Lande der Welt, und es ist daher erklärlich, dass hier das Bestreben der Interessentenkreise, die Gesetzgebung zu beeinflussen, häufiger und energischer zu Tage getreten ist, als irgend wo anders. Wenn wir ferner in Betracht ziehen, welchen hervorragenden Antheil die Rhederei an der nationalen Entwicklung dieses Landes gehabt hat, so brauchen wir keineswegs überrascht zu sein, wenn die Rheder in ihren Bemühungen die Gesetzgebung zu ihren Gunsten hinsichtlich geringer Abgaben zu beeinflussen, erheblich erfolgreicher gewesen sind, als die Dock- und Hafen-Besitzer, ja selbst als die Regierung.

Der Grundsatz, dass die Grösse oder der Rauminhalt eines Schiffes für die Bestimmung seines Tonnengehaltes maassgebend sein müsse, konnte kaum angefochten werden. Die einzige Möglichkeit, die Grösse des Schiffsinhaltes zu beeinflussen, bot also nur die Art der Berechnung. In dieser Absicht haben die Rheder so viele verschiedene Gesichtspunkte aufgestellt, dass es nothwendig erscheint, einen kurzen Ueberblick über einige derselben zu geben, welche von Zeit zu Zeit unter dem Vorwande zu Tage traten, sie seien geeignet, die Bestimmung des Tonnengehaltes zu beherrschen.

Der erste dieser Gesichtspunkte, welchen ich feststellen konnte, fusste auf der Idee: die Grösse eines Schiffes dürfe nicht einfach durch sein Volumen ausgedrückt werden, sondern könne nur durch die Gesammtheit aller Räume zum Ausdruck kommen, welche für die Stauung von Frachtgütern verwendbar sind. Diese Idee reicht bis in die Zeit der allgemeinen Einführung der Dampfschifffahrt zurück, und, obgleich hierüber keine genaueren Angaben mehr vorhanden sind, darf doch als feststehend angenommen werden, dass die Eigner der englischen Dampfer diese Ansicht im Amfange des vergangenen Jahrhunderts vor den gesetzgebenden Körperschaften vertraten, und sie mit der Behauptung begründeten: es sei im nationalen Interesse wünschenswerth, den Bau und den Betrieb von Dampfern zu erleichtern und zu fördern. Der Erfolg dieser Anstrengungen kann in dem Gesetze vom

Jahre 1819 (Georg III. C. 5) erblickt werden, wonach bei Dampfern die Länge des Maschinenraumes von der Vermessungslänge abgezogen werden soll.

Der Abzug der Maschinenräume vom Gesammttonnengehalte stand mit Rücksicht auf Gerechtigkeit und Unparteilichkeit keineswegs einwandfrei da, wie aus folgendem Passus in dem Berichte der dritten königlichen Kommission für die Schiffsvermessung vom Jahre 1849 hervorgeht:

„Die Kommission verfehlt nicht darauf hinzuweisen, dass der Abzug des Maschinenraumes als eine Bevorzugung der Dampfer gegenüber den Segelschiffen zu betrachten ist, und dass dieser Punkt umsomehr einer eingehenden Prüfung durch besondere Autoritäten bedarf, als er nach Meinung der Kommission nicht mehr in deren Geschäftsbereich gehört."

Ich möchte hierbei noch hinzufügen, dass Herr G. Moorsom, der Begründer unseres derzeitigen internationalen Vermessungssystems, Mitglied und Schriftführer dieser Kommission gewesen ist.

Der zweite Gesichtspunkt bei Verringerung des Tonnengehaltes eines Schiffes auf ein Maass, welches kleiner ist als sein wirklicher innerer Rauminhalt, war merkwürdigerweise ein Ausfluss der vielen humanitären Bestrebungen, die sich in England mehr als irgendwo anders bis zur Beeinflussung der gesetzgebenden Körperschaften einschleichen, und oft auf Gebieten, welche mit den grossen Fragen der Humanität nicht das Mindeste zu thun haben. Ich will keinen Augenblick die nützlichen praktischen Errungenschaften bestreiten, welche zu Gunsten unserer Seeleute durch den Einfluss des humanitären Momentes auf die Vermessungs-Gesetze gewonnen worden sind. Aber meine Herren, abgesehen von jenen nützlichen Erfolgen, welche sich zweifelsohne ebensowohl durch die allgemeine Gesetzgebung auf dem Gebiete der Gesundheitspflege als auch durch die Aufsicht über die Werkstätten und Arbeiter-Wohnungen haben erreichen lassen, gebe ich Ihnen zu bedenken, ob es nicht eine etwas eigenartige Ideenverbindung ist, den Bestrebungen zu Gunsten des Volkswohles einen gewissen Einfluss auf den rein algebraischen Vorgang der Raumberechnung eines Schiffes einzuräumen.

Was würden Sie dazu sagen, wenn ich Ihnen den Vorschlag machte, den Flächeninhalt eines rechteckigen Stückes Land nicht allein aus dem Produkte der Länge und Breite zu bestimmen, sondern unter Berücksichtigung der gesundheitlichen Verhältnisse des Bodens, der Länge der Abwässerungsrohre und andere Bedingungen ähnlicher Natur?

Das erste Anzeichen für das Eindringen dieser humanitären Gesichtspunkte in die Vermessungsgesetze wird, sofern ich recht unterrichtet bin, in

der Merchant Shipping Act vom Jahre 1854, Rule I (4) gefunden, wonach bei Bestimmung des Tonnengehaltes eines Schiffes die geschlossenen Räume des Oberdecks nicht mitgerechnet werden sollen, falls sie ausschliesslich zur Unterkunft von Mannschaften verwendet werden und falls sie ein Zwölftel des verbleibenden Tonnengehaltes des Schiffes nicht überschreiten. Sind diese Räume grösser, so soll nur der Ueberschuss allein der Vermessungsgrösse zugezählt werden. Auch für Baulichkeiten irgend welcher Art, welche als Schutz für Decks-Passagiere dienen und die vom Board of Trade gestattet sind, soll nichts berechnet werden.

Aus welchem Ursprunge das Kompromiss zwischen den Interessen der Rheder und denen der Hafenbehörden entstand, ist mir nicht gelungen festzustellen. Weder in dem Berichte der Kommission vom Jahre 1849, noch in der „Vorgeschlagenen Vermessung“ von Herrn Moorsom (vergl. seinen „Review of the Laws of Tonnage etc.“ 1853) ist etwas Näheres hierüber zu finden. Aber wer auch immer der Urheber der seltsamen Verschmelzung mathematischer Berechnung mit der Fürsorge für das Volkswohl gewesen ist, — dass es ein englischer Rheder war, kann als feststehend betrachtet werden, — es muss ihm nicht nur aufrichtige Anerkennung gezollt werden, für seine Findigkeit und seine genaue Kenntniss der menschlichen Natur, sondern auch für seine echt englische Vorliebe, die Humanität zu fördern.

* * *

Ehe wir die Weiterentwickelung des Verhältnisses zwischen der rein mathematischen Wissenschaft, wie sie Herr Moorsom vertrat, der englischen Regierung, den Hafenbehörden etc. und den rein kaufmännischen Interessen der Rheder eingehender verfolgen, dürfte es nöthig sein, einige kurze Bemerkungen über die beiden Begriffe Brutto-Tonnengehalt und Netto- oder Register-Tonnengehalt vorauszuschicken.

Ehe das Gesetz von 1854 in Kraft trat, scheint, wenigstens für Segelschiffe, nur eine einzige Art der Vermessung im Gebrauche gewesen zu sein, auf Grund deren Abgaben erhoben wurden. Dieser Zustand blieb auch durch das Gesetz von 1854 unverändert, indem dasselbe den Brutto- und Netto-Tonnengehalt eines Segelschiffes für gleichwerthig erklärte, d. h. man verstand darunter den ganzen Rauminhalt eines Segelschiffes einschliesslich aller Decksaufbauten, abzüglich der Mannschaftsräume.

Für Dampfer machte das Gesetz einen Unterschied zwischen dem Brutto-Tonnengehalte, welcher in gleicher Weise wie der Tonnengehalt oder der Register-Tonnengehalt eines Segelschiffes bestimmt wurde, und dem eigentlichen Register- d. h. Netto-Tonnengehalte, welcher gleich dem Brutto-Rauminhalte ist, abzüglich des Raumes für die Maschinenanlage.

Im Jahre 1867 erschien das sogenannte „Herzog von Richmond-Gesetz“, welches bestimmte, dass der Inhalt aller Mannschaftsräume, gleichgiltig, ob sie auf oder unter Deck liegen, von dem Tonnengehalte abzuziehen sei.

Bei der wörtlichen Anwendung der beiden Gesetze aus den Jahren 1854 und 1867, von denen das erstere bestimmte, dass die Mannschaftsräume nicht „zugezählt“ und das andere, dass sie „abgezogen“ werden sollten, wurde es in England nach der Entscheidung des High Court of Justice in dem „Isabella“-Falle möglich, dass Räume von dem Tonnengehalte in Abzug gebracht werden durften, welche niemals mitgezählt waren. Die Anwendung dieser Entscheidung auf zahlreiche englische Schiffe ist vielleicht das merkwürdigste Abkommen, welches jemals zwischen den mathematischen Wissenschaften sowie dem gesunden Menschenverstande einerseits und den Interessen der englischen Rheder andererseits getroffen worden ist.

Bis zum Tage der Entscheidung des „Isabella“-Falles waren die übrigen Länder vertrauensvoll den Fussspuren Englands in der Anwendung der Vermessungsgesetze gefolgt. Ein wesentlicher Unterschied bestand nur in den verschiedenen Grundsätzen für die Abzüge der Räume, welche durch die Maschinen-Anlage in Anspruch genommen wurden, namentlich insofern, als einige Mächte die vom Board of Trade im Jahre 1860 eingeführte Regel annahmen, während andere die Bestimmungen befolgten, welche durch die Internationale Kommission zu Konstantinopel im Jahre 1873 festgesetzt waren.

Da diese verbesserten Bestimmungen im Durchschnitt einen grösseren Netto-Tonnengehalt für Dampfer ergaben, als die ältere englische Regel, so stellte sich für die anderen Nationen bald die Nothwendigkeit heraus, um mit den nach der englischen Regel vermessenen Fahrzeugen den anständigen Wettbewerb einigermassen aufrecht zu erhalten, ihren Schiffen besondere, mit den englischen annähernd übereinstimmende Messbriefe mitzugeben, wie britische Schiffe bereits besondere Messbriefe für den Suezkanal oder für Italien ausgestellt erhielten. Damit war alles in bester Ordnung, und es gab nur unbedeutende Beschwerden wegen wirklicher oder angeblicher Uebervortheilung der Schiffe fremder Nationen, welche in der Verschiedenartigkeit

der Vermessungsgesetze ihren Grund hatten, abgesehen von der englischerseits gestatteten Vernachlässigung des Rauminhaltes unter den Awning-Decks, den Räumen unter den Brücken etc., welche unter die sogenannte „Bear“-Entscheidung fielen.

Die allgemeine Uebertragung des „Isabella“-Falles auf die Vermessung der englischen Dampfer scheint die Ursache zu den ersten ernstlichen Klagen und Einwürfen gegen die Handhabung der britischen Vermessungsgesetze gewesen zu sein. Keine andere Macht konnte in der Kunst der Auslegung dieser Gesetze so weit gehen als England, und so empfanden die fremden Rheder das neue englische Vermessungssystem bald als schwere Belastung und Schädigung.

Diese Thatsache hat ohne Zweifel bedeutend dazu beigetragen, dass die internationale Vermessungs-Gesetzgebung ein neuzeitliches Gepräge angenommen hat. In früheren Zeiten verfuhren die andern Staaten bei Aufstellung und Handhabung der Vermessungsgesetze gewohnheitsmässig nach englischem Muster. Die erste bedeutende Abweichung von dieser internationalen Gepflogenheit ist in dem deutschen Schiffs-Vermessungs-Gesetze vom 20. Juni 1888 zu erblicken.

Dieses Gesetz hat noch einen weiteren wichtigen Gesichtspunkt in das Kompromiss zwischen der mathematischen Wissenschaft und dem Interesse der Rheder an kleinen Netto-Räumen getragen, der die Sicherheit von Schiff und Ladung betrifft.

Ein Fahrzeug mit Doppelboden besitzt eine grössere Sicherheit als ein Schiff ohne einen solchen, indessen das Innere eines Doppelbodens ist zur Aufnahme von Ladung ungeeignet. Die Rheder folgerten hieraus, dass der Doppelbodenraum nicht in die Vermessung einzuschliessen und nicht als nutzbringender Theil des Schiffsraumes zu betrachten sei. Wie der Abzug für die Unterkunftsräume der Besatzung zugelassen wird, weil sie für deren Gesundheit und Wohlbefinden nöthig sind, so sollten auch die Doppelbodenräume ausser Berechnung bleiben, weil sie zur Sicherheit von Schiff, Ladung und Besatzung beitragen.

In England ist diese Frage bereits früher durch Denny Brothers aus Dumbarton, und ebenso etwas später durch Harland & Wolff in Belfast aufgeworfen worden, indessen das Board of Trade hatte sich ihrer Erörterung als unvereinbar mit dem Moorsom-System widersetzt, und erst nach lang-

wierigen Verhandlungen wurde für den Dampfer „Chilka“ die Abgabefreiheit für den gesammten Doppelboden erreicht, weil dieses Schiff mit einem Doppelboden nach dem Zellensystem versehen war. Zum Abzuge der Räume von Doppelböden, welche mit Längsträgern auf gewöhnlichen Bodenwrangen erbaut waren, gab das Board of Trade erst nach Erlass des Gesetzes vom Jahre 1889 seine Zustimmung.

Diese deutsche Abweichung von der früher befolgten Gepflogenheit war das Signal für eine Art Wettlauf zur Verkleinerung des Netto-Raumgehaltes. Es scheint, als wenn seit dieser Zeit unter den Rhedern, und zwar nicht allein unter den englischen, eine bessere Würdigung des ausserordentlich hohen Einflusses Platz gegriffen hat, welchen die Vermessungsgesetze auf die Verhältnisse des internationalen Wettbewerbes zur See ausüben.

Die beträchtliche Abnahme sowohl des Brutto- als auch des Netto-Raumgehaltes der deutschen Dampfer, deren Ursache die Annahme des deutschen Vermessungsgesetzes war, bewirkte in kürzester Zeit, nach Verlauf von wenig mehr als einem Jahre, die Verkündigung der „British Merchant Shipping Amendment Act“, vom 26. August 1889, als ein erneuter Beweis für das lebhafte und wachsame Interesse, welches England für alle Angelegenheiten hat, die in irgend einer Weise geeignet sind, seine Schifffahrts-Interessen zu berühren.

Lange vorher, schon im Jahre 1881, hatte eine englische königliche Kommission für die Schiffsvermessung folgende Punkte als erstrebenswerthe Abänderungen für das Vermessungsgesetz empfohlen:

a) Verbesserung der Regeln, sodass die grösstmögliche Genauigkeit bei Bestimmung des Inhalts der Laderäume sicher gestellt ist.

b) Aufstellung besonderer Regeln, welche dem gegenwärtigen Stand des Schiffbaues Rechnung tragen.

c) Die Raumtiefe so zu messen, dass auch solche Theile des Doppelbodens mit berechnet werden, welche über der Oberkante der Bodenwrangen liegen, wobei die Höhe der letzteren eine gewisse Begrenzung erfährt.

d) Inbegriffen in die Vermessung sollen alle Räume sein, welche leicht verschlossen werden können.

e) Abzüge dürfen für die Kapitäns-Kajüte, das Steuerhaus, die Bootsmanns-Vorrathsräume, den Hilfskessel-Raum, und andere ähnliche Räume gemacht werden.

f) Abzüge für Segelkammern dürfen bis zu $2^1/_2$ % des Brutto-Tonnengehaltes erfolgen.

g) Abzüge für die Maschinenanlage sollen grundsätzlich in Uebereinstimmung mit den Vorschriften des Board of Trade vom Jahre 1860, d. h. den jetzigen sogenannten „deutschen Regeln" erfolgen.

h) Vom Brutto-Tonnengehalte dürfen keine Räume abgezogen werden, welche nicht von vornherein darin enthalten waren.

i) In dem Messbriefe soll eine genaue Aufzählung aller hinzugezählten oder abgezogenen Räume enthalten sein.

Die vorstehend aufgeführten und empfohlenen Punkte sind nur auszugsweise wiedergegeben, um Zeit und Raum zu ersparen.

Anstatt nun diese Vorschläge anzunehmen, welche zweifelsohne jedes Bedenken grundsätzlicher Natur beseitigt haben würden, das von Zeit zu Zeit gegen die englischen Vermessungsgesetze erhoben wurde, sündigte die neue Verordnung vom 26. August 1889 in nachstehenden Punkten:

Es erfolgte keine wesentliche Verbesserung der veralteten Art und Weise, nach welcher die ersten Regeln aus dem Jahre 1854 gehandhabt wurden, vor allem nicht in Bezug auf die Methode der Vermessung der Räume auf dem Oberdeck.

Es wurden die von der königlichen Kommission unter c) und d) vorgeschlagenen gerechten und billigen Verfahren zur Bestimmung der Tiefe der Querschnitte sowie der Berechnung der Räume auf dem Oberdeck nicht angenommen.

Es wurde ferner die unparteiische Methode nicht berücksichtigt, nach welcher (g) die Abzüge für die Maschinen- und Kesselanlage, und die Bunkerräume erfolgen sollten.

Der Rest der empfohlenen Vorschläge in Bezug auf die Kapitäns-Kammer, die Bootsmanns-Vorrathsräume, die Segelkammern etc. und die Abschaffung des „Isabella"-Verfahrens wurden angenommen, hierzu kam noch die Abgabebefreiung der Doppelböden und die Annahme anderer durch Deutschland bereits ein Jahr vorher eingeführten Bestimmungen, — und die Folge davon war, dass England es wiederum fertig brachte, in dem Wettlaufe nach Verkleinerung des Netto-Tonnengehaltes an die Spitze aller übrigen Nationen zu gelangen.

Die englische Rhederei konnte sich für die Dauer mehrerer Jahre einen beträchtlichen Vortheil über die fremde Konkurrenz sichern, weil die

durch das Gesetz von 1889 gewonnenen Abgabebefreiungen im allgemeinen erst eingeführt wurden:

in Frankreich	am 2. Februar	1893
„ Norwegen	„ 1. Oktober	1893
„ Schweden	„ 1. Juli	1894
„ Dänemark	„ 1. April	1895
„ den Vereinigten Staaten	„ 1. April	1895
„ Deutschland	„ 1. Juli	1895
„ Belgien		1898
„ Holland		1899

In einigen anderen Ländern haben englische Schiffe sogar bis zum heutigen Tage, — d. h. über einen Zeitraum von mehr als 10 Jahren — einen Vortheil vor allen anderen Vermessungsmethoden gehabt, obgleich das System der Vermessung sowohl dem Namen nach als auch auf Grund internationaler Verträge ein völlig gleichartiges sein sollte.

Abgesehen von den Vorschriften des Gesetzes selbst, hat die englische Rhederei noch weitere entschiedene Vortheile aus dem Wettbewerbe um eine kleine Netto-Vermessung gezogen.

Einmal konnten nämlich infolge der rapiden Zunahme der britischen Handelsflotte die älteren Schiffe in grossen Mengen an das Ausland verkauft werden, wodurch die englischen Rheder insofern in eine sehr vortheilhafte Lage kamen, als es ihnen möglich wurde, ihre neuen Schiffe allen Abänderungen und Auslegungen der englischen Vermessungsgesetze baulich anzupassen.

Zum anderen Male liegt ein Vortheil in dem in England üblichen strengen Festhalten an dem Wortlaute der Gesetze. Die bereits früher erwähnten günstigen Bestimmungen (a) und (b), welche seinerzeit von der königlichen Kommission empfohlen, in dem Gesetze vom Jahre 1889 aber nicht aufgenommen wurden, sind in die Merchant Shipping Act vom Jahre 1894 wörtlich eingefügt.

* * *

Mit einer einzigen Ausnahme muss den britischen Rhedern getreu ihrem stets erfolgreichen Auftreten im Kampfe um den kleinsten Nettoraumgehalt die Siegespalme zuerkannt werden. Diese Ausnahme liegt nach englischer

Ansicht in den Vermessungs-Bestimmungen der französischen Republik. In ganz England ist man der Ansicht, dass in Bezug auf besonders kleine Nettovermessung sowohl die französischen Bestimmungen an sich, als auch ihre Handhabung durch die Behörden die englischen vollständig überflügelt haben.

Die Sorge, welche diese Ueberlegenheit eines Nachbarn und Konkurrenten auf der See den Engländern verursachte, hat schon bei einigen transatlantischen Linien einen akuten Charakter angenommen. Von diesen Linien wird behauptet, dass die Verschiedenheit der Abgaben, infolge des günstigeren französischen Vermessungsgesetzes und in Verbindung mit den ansehnlichen Prämien, welche die französische Regierung ihren Rhedern zahlt, so ungünstig auf die Konkurrenzfähigkeit der in gewissen Fahrten beschäftigten englischen Schiffe einwirkt, dass englische Güter über den Kanal gehen und auf französischen Dampfern mit geringeren Kosten nach einigen Häfen Süd-Amerikas verbracht werden können, als wenn sie direkt von England mit englischen Schiffen verfrachtet würden.

Auch von Seiten deutscher Dampfschiffs-Rheder sollen neuerdings Klagen gleicher Art erhoben worden sein.

Wie weit diese Klagen über eine unlautere Konkurrenz von Seiten der französischen Schifffahrt begründet sind, habe ich nicht in vollem Umfange feststellen können, und da die Prämien für die nationale Schifffahrt einem Gebiete angehören, welches ausserhalb des Rahmens dieses Vortrages fällt, so will ich meine Bemerkungen auf die Ergebnisse einiger Untersuchungen beschränken, welche sich auf die Verschiedenheit der französischen und englischen Nettovermessung erstrecken, wenngleich diese Bestimmungen in beiden Ländern das internationale Vermessungssystem von Moorsom zur gemeinsamen Grundlage haben.

Ein Trost bei dieser für die englische Rhederei wenig erfreulichen Sachlage scheint darin zu liegen, dass trotz der Prämien und trotz der kleinen französischen Netto-Tonnage, die Aussichten für einen erfolgreichen Wettbewerb der französischen Handelsmarine mit der englischen in den letzten Jahren nicht gestiegen sind. Was weiter die Interessen der englischen Regierung und der englischen Hafen- und Dockbehörden anbetrifft, so scheint es, als ob die französische Schifffahrt, welche nach englischen Häfen gerichtet ist, sehr unbedeutend gegenüber dem britischen Verkehr in französischen Plätzen ist. Der allgemeine Eindruck ist jedenfalls der, dass wenn die engliche Regierung von ihrer Gewalt Gebrauch machen wollte, (welche ihr durch die Merchant Shipping Amendment Act vom 26. August

1889, § 6 gegeben ist), und eine Neuvermessung der wenigen in englischen Häfen verkehrenden französischen Schiffe anordnen würde, die Wiedervergeltung nicht ausbleiben dürfte, wonach die zahlreichen englischen Fahrzeuge, welche französische Häfen anlaufen, ebenfalls neu vermessen werden müssten. Hierdurch würden der englischen Schifffahrt in Frankreich sicherlich mehr Unbequemlichkeiten erwachsen als umgekehrt der französischen in Grossbritannien. Wie weit diese Beurtheilung der Sachlage richtig ist, kann ohne weiteres nicht entschieden werden, aber meiner Meinung nach würde für englische Schiffe, welche häufig französische Häfen besuchen, z. B. Schiffe in regelmässiger Fahrt, schon eine geringe Verminderung des Netto-Raumgehaltes bei den sehr hohen französischen Hafenabgaben die Kosten und den Zeitverlust einer Nachvermessung decken. Dies sollte von denjenigen britischen Rhedern, deren Schiffe auf Frankreich fahren, sorgfältig erwogen werden, sie würden eine Menge Geld sparen, wenn sie ihre Schiffe in Frankreich neu vermessen liessen. Soweit die Erfahrung der letzten 5 Jahre reicht, hat sich indessen gezeigt, dass sich die englischen Rheder keineswegs in schlechter Lage befinden, und ich denke, es bleibt noch eine offene Frage, welche von den beiden Methoden des Systems Moorsom, die französische oder die englische heute (ich meine nicht vor vier oder 5 Jahren) die andere thatsächlich überflügelt hat.

Ich bin in der Lage, meine Zweifel durch einige Angaben des Tonnengehaltes und der Abmessungen neu erbauter englischer Schiffe aus den letzten Jahren zu rechtfertigen. Ich werde selbstverständlich weder die Namen der Schiffe noch die Namen ihrer Besitzer oder Erbauer nennen, um diese Herren, welche vielleicht hier anwesend sind, vor der Wissbegier ihrer Fachgenossen oder auch ihrer Konkurrenten zu schützen.

No.	Art des Schiffes	Länge ' engl.	Breite ' engl.	Zuladung	Registertons Brutto	Registertons unter Deck	Registertons Netto	Bemerkungen
1	Frachtdampfer . .	165,0	26,65	650	508	375	79	
2	Passagier- u. Frachtdampfer	515,3	59,25	—	9652	—	5105	
3	Passagierdampfer .	329,0	39,15	—	1862*)	—	313	*) excl. eines Spardeckraumes von etwa 700 t.
4	Flussdampfer . . .	80,0	43,2	—	263	—	8	
5	Passagier- u. Frachtdampfer	225,0	33,0	—	976*)	—	407	*) excl. eines partiellen Awningdecks.
6	Passagierdampfer .	—	—	—	617	—	19	

Die auffällig niedrige Netto-Vermessung englischer in den letzten Jahren gebauter Dampfer, ist das Ergebniss von Auslegungen des Vermessungs-Gesetzes, welche sich zwar streng an den Wortlaut der verschiedenen Paragraphen halten, indessen den Grundsätzen wenig gerecht werden, welche der Vater des gegenwärtigen Vermessungs-Gesetzes, Herr Moorsom, so klar niederlegt hatte. An dieser Stelle sei es mir gestattet, einen kurzen Ueberblick über die Anwendung der englischen Vermessungsbestimmungen zu geben, wobei ich wegen der Kürze der Zeit nicht alle Einzelheiten derselben berühren, sondern Ihnen nur drei oder vier ihrer charakteristischen Merkmale vor Augen führen werde.

Was zunächst die Räume unter Deck betrifft, so sieht das Gesetz vom Jahre 1889 die Steuerfreiheit der Doppelbodenräume vor, wenn dieselben weder zur Aufnahme von Frachtgütern noch von Vorräthen oder Brennmaterialien benutzt werden können.

Diese Abgabefreiheit wurde unter gewissen Bedingungen zwei Jahre später auch auf die Piektanks ausgedehnt, von denen eine der wichtigsten die ist, dass die Tankdecke nicht höher als die Lade-Wasserlinie liegen darf. Man wollte hierdurch erreichen, dass die Tankdecke als eine Art von innerem Boden wirkt, wenn die Aussenhaut darunter verletzt ist.

Was die Vermessung der „geschlossenen Räume auf dem Oberdeck“ anbetrifft, so bestimmte das ursprüngliche Gesetz vom Jahre 1854 Folgendes:

„Wenn auf dem Oberdeck halb versenkte Aufbauten, eine Hütte, oder andere dauernd verschlossene Räumlichkeiten vorkommen, welche für Ladungszwecke, als Vorrathsräume, als Schlaf- oder Aufenthaltsräume für Passagiere oder die Mannschaft ausgenutzt werden können, so soll der Inhalt dieser Räume folgendermassen bestimmt werden etc.“

Als Folge einer Entscheidung, welche das House of Lords am 11. März 1875 im Falle des Dampfers „Bear“ fällte, (das Urtheil ist zu finden in den „Minutes of Evidence“, gesammelt von der königlichen Kommission für das Vermessungswesen vom Jahre 1881 Seite 717 und folgende), wurde das Board of Trade, augenscheinlich sehr gegen seine eigene Meinung gezwungen, den Vorbehalt betreffs der geschlossenen Räume, dessen im Gesetze vom Jahre 1854 Erwähnung gethan wird, in folgender Weise zu erklären (vergl. Instructions to Measuring Surveyors 1898, § 3):

„Der Vermesser soll bei der Feststellung, ob diese Räume mit vermessen und dem Raumgehalte unterhalb des Vermessungsdecks zuzurechnen sind oder nicht, die Art und die bauliche Beschaffenheit solcher Decksaufbauten berücksichtigen, und zwar zu der Zeit, zu welcher sie ihm behufs Prüfung und Besichtigung zur Verfügung gestellt wurden."

„Hütten, Brückenhäuser oder andere feste Aufbauten mit einem oder mehreren Zugängen an den Seiten oder Enden, welche nicht mit Thüren oder anderen dauernd angebrachten Vorrichtungen zum Abschliessen versehen sind, sollen nicht mit vermessen und in den Tonnengehalt nicht eingerechnet werden."

Der Sperrdruck in obigen Sätzen hat den Zweck, die beiden wesentlichsten Punkte der gegenwärtigen Auslegung des Gesetzes vom Jahre 1854 hervorzuheben. Ich bin sicher, dass Jeder die Folgen dieser Handhabung des Gesetzes auch ohne besonderen Hinweis finden kann, und ich bin ferner überzeugt, dass er auch den materiellen Unterschied herausfinden wird, welcher zwischen der klaren und durchsichtigen Bestimmung des Gesetzes vom Jahre 1854 und seiner Auslegung besteht, die dem Board of Trade infolge der „Bear"-Entscheidung abgenöthigt worden ist. Thatsächlich giebt es jetzt in England Werften, die das Oberdeck und die unter ihm gelegenen Schiffsseiten so sinnreich einzurichten wissen, dass der Raum unter diesem Ober- und Wetterdeck in keinem Falle in den Tonnengehalt des Schiffes mit einbezogen werden kann.

Auch Hütten, Brückenhäuser und Räume unter der Back werden jetzt ohne Schwierigkeit derartig eingerichtet, dass zu der Zeit, wo sie dem Vermesser zu seiner Prüfung und Besichtigung zur Verfügung gestellt werden, ihre Beschaffenheit ein Vermessen und Einbeziehen in den Tonnengehalt nach den zur Zeit giltigen Bestimmungen verbietet. Dieser Erfolg wird erreicht, ohne die Gebrauchsfähigkeit der betreffenden Räume zur Stauung von Frachtgütern irgendwie auch nur im Mindesten zu beeinträchtigen.

Es giebt gegen diesen Zustand in den englischen Häfen nur ein Mittel: Wird in einem nicht in die Vermessung eingerechneten Raume bei Ankunft des Schiffes in einem britischen Hafen Ladung gefunden, so ist sie zu vermessen und ihr Volumen dem Netto-Tonnengehalte hinzuzufügen. Läuft dagegen ein englisches Schiff einen fremden Hafen an, so lässt sich annehmen, dass diese Räume keine Beachtung finden. Diese Verhältnisse geben einer grossen Zahl englischer Schiffe einen sehr bemerkbaren Vortheil, welcher

sich in einzelnen Fällen auf eine um 1000 Tonnen zu kleine Netto-Vermessung und darüber beläuft.

Was ferner die Abzüge für die von der Maschinenanlage beanspruchten Räume betrifft, so ist hierin kürzlich insofern eine Neuerung eingeführt, als Maschinen- und Kesselschächte, welche sich innerhalb eines einzurechnenden Raumes auf dem Oberdeck befinden, in den Brutto-Tonnengehalt nicht mit eingeschlossen zu werden brauchen. Dies bedeutet eine Abweichung von früheren Gepflogenheiten, welche in gleicher Weise alte und neue Dampfer begünstigt, und deren praktische Folgen zur Herabdrückung des Netto-Raumgehaltes englischer Dampfer hoch anzuschlagen sind.

Es würde zu weit führen, in alle diese Einzelheiten der derzeitigen Schiffsvermessung einzudringen, und wenn ich es wirklich unternehmen würde, hätte ich sicherlich denselben herben Tadel zu gewärtigen, welcher Herrn Ramage gespendet wurde, als er vor 2 Jahren seinen Vortrag über Schiffsvermessung vor der Institution of Naval Architects hielt. Die genannten Eigenthümlichkeiten englischer Dampfer aus den letzten Jahren will ich noch durch die Bemerkung ergänzen, dass es in England eine grosse Zahl seegehender Schlepper giebt, welche häufig Frankreich und andere fremde Länder aufsuchen, und deren eingetragener Netto-Tonnengehalt = 0 ist. In Wirklichkeit ergeben viele von diesen Schiffen nach den Vermessungsregeln einen negativen Tonnengehalt, aber das Board of Trade hat den Gebrauch eingeführt, in den Messbriefen 0 statt des negativen Nettogehaltes einzutragen. Den Grund für diese Abweichung von den Vorschriften des Vermessungsgesetzes kenne ich nicht. Möglicherweise will man damit allen Ansprüchen begegnen, welche von den Besitzern dieser Schlepper an die Hafenbehörden wegen Zahlung von Abgaben an sie gestellt werden könnten.

An früherer Stelle habe ich schon die Gesichtspunkte besprochen (Fürsorge für das Volkswohl, die Sicherheit des Lebens und Eigenthums, Ungeeignetsein für Fracht etc.), welche in England und Deutschland von Zeit zu Zeit ins Feld geführt worden sind, um die Methoden zur Feststellung des Tonnengehaltes zu beeinflussen. Es giebt indessen noch einen anderen nicht minder wichtigen Gesichtspunkt, welcher neuerdings ebenfalls für die Schiffsvermessung in Frage kommt, es ist das Prämien-System für den Schiffbau und die Schifffahrt, welches in Frankreich und anderen Ländern besteht.

Ich muss meine Bemerkungen über den Einfluss der Prämien auf die Vermessung, auf die Untersuchungen beschränken, die ich kürzlich in Frankreich machen konnte. Ich benutze die Gelegenheit um in Gegenwart der

hier versammelten Gesellschaften sowohl den Behörden der französischen Republik als auch dem englischen Board of Trade und dem Board of Customs für das freundliche Entgegenkommen bei diesen meinen Untersuchungen zu danken.

Die Verkleinerung des Netto-Tonnengehaltes eines Schiffes kann auf zweierlei Weise erreicht werden, entweder durch Verminderung des Brutto-Raumgehaltes oder durch Vermehrung der Abzüge von diesem Vermessungsergebnisse. Als nun die Prämien für den Brutto-Tonnengehalt auftauchten, da musste in der Brust der Rheder naturgemäss ein heftiger Interessenstreit entbrennen; denn auf der einen Seite wuchsen ihre Ansprüche an die Regierung wegen der Prämien, mit dem grösseren Brutto-Tonnengehalt, während auf der anderen Seite ihre Abgaben an die Hafenbehörden, Lotsen etc. mit dem kleineren Netto-Tonnengehalt abnahmen.

Die Abgabefreiheit für die Wasserballasträume, die Awningdecks und solche Aufbauten, welche nicht dauernd verschlossen sind, verursachen eine Verminderung des Brutto-Tonnengehaltes; d. h. sie verhalten sich vom Standpunkte des Rheders ungünstig in Bezug auf die Prämien, wenngleich sie ihm auch den Vortheil eines kleinen Netto-Tonnengehaltes sichern.

Diese Verlegenheit ist in Frankreich in höchst sinnreicher Weise beseitigt worden; ich weiss nicht, ob dies auch in anderen Prämien zahlenden Ländern gelungen ist. In Frankreich wurde es durch die Vornahme von zwei oder in der That drei verschiedenen Brutto-Vermessungen erreicht, von denen die grösste den Wasserballastraum oberhalb der Bodenwrangen und die Aufbauten mit einbegreift. Diese grösste Brutto-Vermessung wird genannt: tonnage bruit spécial pour la liquidation des primes.

Zur Bestimmung des Netto-Tonnengehaltes ist eine andere Brutto-Vermessung eingeführt worden, welche tonnage total genannt wird. Diese Vermessung schliesst die Aufbauten auf Deck ein, also Niedergänge, Oberlichter etc., der Raum der Wasserballasttanks oberhalb der Bodenwrangen ist jedoch nicht einbegriffen.

Es ist leicht einzusehen, dass, wenn von diesem Tonnengehalte nur die Räume für die Maschinenanlage, die Mannschaft, die Schiffsführung etc. abgerechnet werden, deren Abzug durch die meisten Vermessungs-Gesetze anderer Länder im allgemeinen gestattet ist, dies den französischen Netto-Tonnengehalt dem englischen gegenüber bedeutend vergrössern würde, weil der letztere die Aufbauten, welche nicht mit dauernden Vorrichtungen zum Verschliessen versehen sind, ausser Betracht lässt.

Um dieser Schwierigkeit Herr zu werden, hat die französische Gesetzgebung einen kühnen Schritt auf einem bisher noch unbetretenen Gebiete der Vermessungs-Bestimmungen gethan. Man befolgte das Beispiel, welches das Deutsche Reich im Jahre 1888 unabhängig von England gegeben hatte, und das früher von mir bereits angedeutet wurde, wobei man neue Konsequenzen aus dem deutschen Vorgehen zog. Der deutsche Gesetzgeber hatte gesagt, dass die Wasserballast-Räume in Doppelböden, welche für Stauung von Ladung nicht verwendbar sind, von der Vermessung ausgeschlossen bleiben sollten. Ein Jahr später folgte die englische Gesetzgebung in gleicher Richtung. Nun hat man vor wenigen Jahren in Frankreich den neuen und sehr wichtigen Grundsatz aufgestellt, dass sämmtliche Räume, wo sie auch immer liegen mögen, in die Brutto-Vermessung mit einzuschliessen seien, weil dadurch höhere Prämien erzielt werden, dass aber alle Räume, welche sich nicht für Ladungszwecke oder Unterbringung von Passagieren eignen (der französische Ausdruck hierfür ist espaces inutilisables), vom Brutto-Tonnengehalte abzuziehen sind.

Auf diese Weise findet man in Frankreich neben den Abzügen, welche im allgemeinen in anderen Ländern ebenfalls gestattet sind, noch die folgenden von der Brutto-Vermessung besonders abzuziehenden Räume:

die Kettenkasten,
die Vor- und Achterpiek,
die Provianträume,
die Treppenhäuser und Vorräume,
die Rauch- und Speisesalons,
die Gänge,
die Anrichte- und Getränke-Ausgabe-Räume und sonstige nicht verwerthbare Räume unter den Kammern.

Der Grund für die Weglassung der zuletzt genannten Räume aus der Vermessung besteht darin, dass sie für Ladung nicht verwandt werden können, weil sie in der Regel nur durch enge Treppen zugänglich sind, die immer nur einem einzigen Manne die Benutzung gestatten.

Auch auf Segelschiffen erreichen diese Abzüge in einzelnen Fällen einen recht beträchtlichen Theil des ganzen Schiffsraumes. Auf einer grossen Viermast-Bark aus Stahl mit zwei festen Decks, in welcher der Unterraum für die Verfrachtung freien Petroleums in eine Anzahl Abtheilungen zerlegt worden ist, muss beispielsweise der ganze Raum zwischen den Decks als

unbrauchbar für Zwecke der Petroleumladung abgezogen werden, mit alleiniger Ausnahme der durch den Decksraum hindurchgehenden Expansionsschächte. In diesem Falle haben die Rheder indessen versprochen, niemals irgendwelche andere Ladung im Zwischendeck zu fahren. Die ganzen vorderen und achteren Theile dieses Schiffes, mit Einschluss der Kofferdamm-Räume, welche die Tanks umgeben, sind selbstredend ebenfalls abzuziehen.

Die Hauptangaben über dieses neue Schiff sind folgende:

Abmessungen	97,82 m × 13,92 m × 7,42 m,
Brutto-Tonnengehalt	3482 t,
Abzüge	1772 t, oder mehr als 58 %,
Netto-Tonnengehalt	1710 t.

Es ist augenscheinlich, dass die englischen und die anderen fremden Rheder allen Grund haben, die französischen Schiffseigner wegen der kräftigen Entwickelung des französischen Vermessungs-Systemes zu Gunsten ihrer Interessen zu beneiden. Aber solange es englische Frachtdampfer giebt, deren Netto-Raumgehalt weniger als ein Sechstel ihrer Brutto-Tonnage beträgt, ist es unverständlich, wie deren Rheder über ein Segelschiff klagen können, welches einen Netto-Raum von etwas weniger als der Hälfte seines Brutto-Inhaltes besitzt.

Nach der Erläuterung aller dieser Abzüge für espaces inutilisables auf französischen Dampfern bleibt noch die dritte Brutto-Raumangabe übrig, oder ein Begriff, der in Frankreich mit nicht weniger als fünf verschiedenen Bezeichnungen belegt ist, deren Berechtigung ich vergeblich zu ergründen suchte. Dieser Brutto-Tonnengehalt wird durch jeden der nachstehend aufgeführten Ausdrücke bezeichnet:

Capacité cubique — Kubischer Inhalt,
Tonnage officiel — Amtlicher Tonnengehalt,
Tonnage brut — Brutto-Tonnengehalt,
Tonnage brut légal — Gesetzlicher Brutto-Tonnengehalt,
Volume brut légal — Gesetzlicher Brutto-Inhalt

und stimmt mit der Netto-Vermessung in Segelschiffen überein.

Nachdem es nicht zum Abzuge des von der Maschinenanlage, den Kesseln und den Kohlenbunkern in Anspruch genommenen Raumes gekommen war, wie es in der ehrlichen Absicht der ersten englischen Gesetzgeber lag, sondern nachdem für die Maschinenanlage ein Abzug gestattet wurde, wie er den noch heute in England geltenden gesetzlichen indessen veralteten Bestimmungen entspricht, da tauchte die heutige französische Netto-Vermessung für Dampfer auf, welche

thatsächlich sehr kleine Resultate liefert, wenn auch nicht so klein wie sie für englische Schiffe errechnet wurden. Betrachtet man den langwierigen und dornenvollen Weg, welcher zurückzulegen war, ehe man zu diesem Ziele gelangte, so ist es kein Wunder, dass bei der endlichen Ankunft an demselben durch das Schütteln in dem alten abgenützten Karren der Vermessungs-Gesetzgebung von den ursprünglichen Vermessungsbestimmungen nichts übrig geblieben war.

Ebenso wie die bereits mitgetheilten Angaben über englische Schiffe, mögen in Folgendem auch solche von französischen Schiffen, welche erst neuerdings in das Register eingetragen worden sind, zum Vergleiche herangezogen werden.

	Tonnage			
	spécial t	total t	brut légal t	net t
Frachtdampfer (in England gebaut)	4788	4676	4288	2792
Passagierdampfer (in England gebaut) . .	9060	8810	4690	2147
Passagierdampfer (in Frankreich gebaut ohne Wasserballast)	1013	1013	729	30*)
Segelschiff (in England gebaut)	3964	3800	—	3326

Interessant sind bei dem zuletzt genannten Segelschiffe die Resultate der englischen Vermessung, nämlich:

Brutto-Tonnengehalt 3785 t und Netto-Tonnengehalt 3625 t.

Die früheren Vermessungsergebnisse dieser Dampfer aus der Tabelle sind mir augenblicklich nicht zur Hand, doch dürften sie nicht schwer zu erlangen sein. Der grösste Dampfer war ursprünglich in England für deutsche Rechnung gebaut, sein Netto-Tonnengehalt betrug 3750 Registertons nach den deutschen Bestimmungen von 1888 und 3054 Registertons nach den englischen Bestimmungen, welche im Jahre 1895 auch von Deutschland angenommen wurden. Sein heutiger Netto-Tonnengehalt stellt sich auf 2147 Registertons nach denselben englischen Bestimmungen wie sie jetzt in Frankreich zur Anwendung gelangen.

In England ist in weiten Kreisen die Meinung vorherrschend, dass die neuen französischen Vermessungsbestimmungen schliesslich doch keine so grosse Bedeutung haben, wenn sie auch in manchen Punkten die englische Rhederei benachtheiligen; denn trotz der Staatsunterstützungen, und trotz der

*) Es liegt hier keineswegs ein Irrthum vor, wie man glauben könnte, sondern der Netto-Tonnengehalt dieses Dampfers beträgt thatsächlich nur 30 Registertons.

kleinen Netto-Vermessung ist die französische Handelsmarine fortwährend im Abnehmen begriffen und wird kaum jemals in der Lage sein, der englischen Schifffahrt irgendwie ernstliche Konkurrenz zu machen. Es mag etwas Wahres hierin liegen, indessen bezüglich der Verminderung der französischen Schiffsräume muss daran erinnert werden, dass die öffentliche Meinung durch die amtliche Statistik fast immer in die Irre geführt worden ist.

Wenn man die Zusammenstellungen betrachtet, welche durch die „Commission extraparlementaire (La Marine marchande) 1897“ herausgegeben worden sind, und dort findet, dass die französische Dampferflotte im Jahre 1886 — 500 484 Registertons enthielt, im Jahre 1896 dagegen nur 499 409 Tons, während die französischen Segelschiffe in den genannten Jahren auf 492 807 Tons bezw. 421 462 Tons vermessen waren, so ist es natürlich zu folgern: die französische Tonnage hat in diesem Jahrzehnt eine Abnahme erfahren. Trotzdem würde es aber ein schwerer Irrthum sein, hieraus zu schliessen, dass die französische Handelsflotte in jenem Zeitraum zurückgegangen wäre. Um die wirkliche Sachlage zu ergründen, oder um derselben wenigstens so nahe als möglich zu kommen, ist der Netto-Tonnengehalt von nicht weniger als 194 Dampfern und 147 Segelschiffen nach den Vermessungsvorschriften festgestellt worden, wie sie im Jahre 1887, also vor der Einführung der letzten Verkleinerung des Netto-Tonnengehaltes bestanden. Ebenso ist der Netto-Raumgehalt derselben Schiffe im Jahre 1896 festgestellt worden, nachdem die erwähnte Verkleinerung eingeführt war.

Das Ergebniss dieser Untersuchungen stellt sich wie folgt:

	1887 Netto-Raum	1896 Netto-Raum	Ueberschuss von 1887 in % von 1896
194 Dampfer	245 025	192 638	27,2 %
147 Segelschiffe	43 898	37 213	18,0 %

Wenn man annimmt, dass die in Betracht gezogenen Fahrzeuge mittlere Vertreter der verschiedenen Schiffsklassen darstellen, und wenn man diese Procentsätze auf die Gesammtergebnisse der französischen Vermessung von 1896 anwendet, so ergiebt sich der wirkliche Tonnengehalt der französischen Handelsflotte im Jahre 1896 schätzungsweise auf Grund des Bestandes von 1887 zu:

Dampfer 499 404 × 1,272 = 635 242 t,

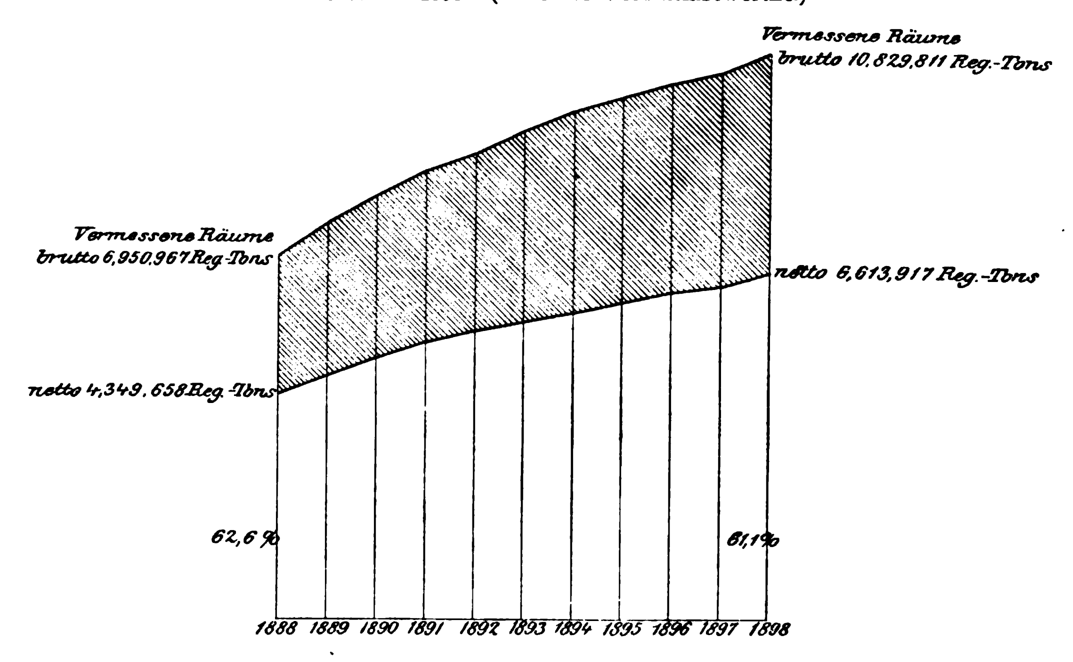
Segelschiffe 421 462 × 1,18 = 497 325 t,

d. h. mit anderen Worten: In dem in Rede stehenden Jahrzehnte hat sich die französische Dampferflotte um etwa 27 % vermehrt, während die französischen Segelschiffe ebenfalls einen kleinen Zuwachs und zwar um ungefähr 1 % erfahren haben.

Dieser Vergleich soll nur nachweisen, dass während jenes Jahrzehntes ein merkbares Anwachsen des französischen Tonnengehaltes stattgefunden hat. Hierdurch wird das Gerede vom Niedergange der französischen Handelsflotte widerlegt, welches nicht allein in England sondern ziemlich in der ganzen Welt geglaubt wird.

England.

Verhältniss zwischen dem Gesammt-Brutto- und Netto-Tonnengehalte aller englischen Dampfer von 1888 bis 1898. (Absolute Verhältnisswerthe.)



(Die schraffirte Fläche stellt den thatsächlichen Betrag der abgezogenen Räume dar.)

Fig. 1.

Nach dieser kurzen Abschweifung in das Gebiet der Statistik, welche das alte Paradoxon rechtfertigt, dass man mit ihrer Hilfe alles mögliche beweisen kann, soll zu dem eigentlichen Gegenstande dieser Betrachtungen zurückgekehrt werden.

Um für die verschiedenen Zeitabschnitte das Anwachsen der Abzüge von dem Brutto-Raume deutlicher vor Augen zu führen, dienen die Diagramme:

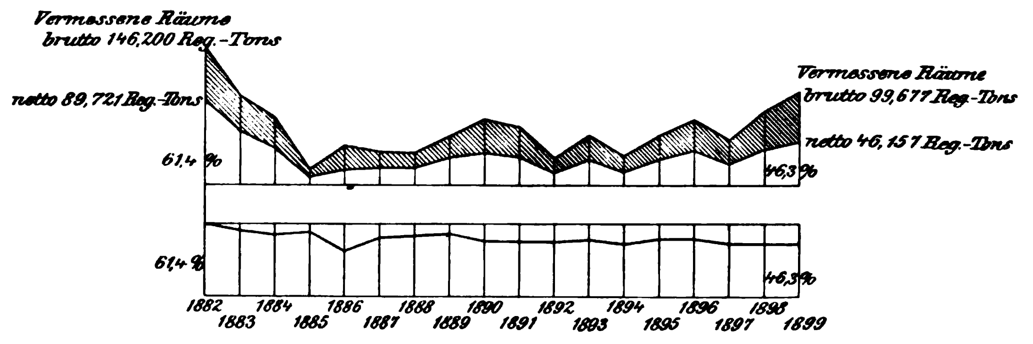
Fig. 1 soll zeigen, dass in den Jahren 1888 bis 1898 das Verhältniss zwischen dem Netto- und Brutto-Tonnengehalt der englischen Dampfer von 62,6 % auf 61,1 % abgenommen hat. Es ist mir leider nicht gelungen, diese Berechnungen bis zu einer früheren Periode zurückzuführen, da die englische Statistik vor dem Jahre 1886 die Brutto-Vermessung nicht angiebt.

Bei den englischen Segelschiffen ging das Verhältniss des Netto-Raumgehaltes zum Brutto-Raumgehalte in dem gleichen Zeitabschnitte von 96,6 % auf 93,6 % herunter, was beweist, dass die englischen Segelschiffe vom Jahre 1898 sich fast des doppelten Betrages an Abzügen erfreuten, als elf Jahre früher.

Was dies vom statistischen Standpunkte aus bedeutet, ist leicht einzusehen. Wenn der Raumgehalt der englischen Handelsdampfer im Jahre 1898 auf derselben Grundlage wie im Jahre 1888 berechnet würde, so müsste derselbe um: $\frac{1,5}{100} \times 10\,829\,811$ Tonnen, oder um nicht weniger

Frankreich.

Verhältniss zwischen dem Netto- und Brutto-Tonnengehalte der französischen Dampfer, welche in den Jahren 1882 bis 1899 eingetragen wurden. (Absolute Verhältnisswerthe.)



Aenderungen der Procentsätze seit 1882. Die gerade Linie giebt den Procentsatz im Jahre 1882 an, oder 61,4 %, die gebrochene Linie zeigt die Aenderungen in den Procentsätzen.

(Die schraffirte Fläche stellt den thatsächlichen Betrag der abgezogenen Räume dar.)

Fig. 2.

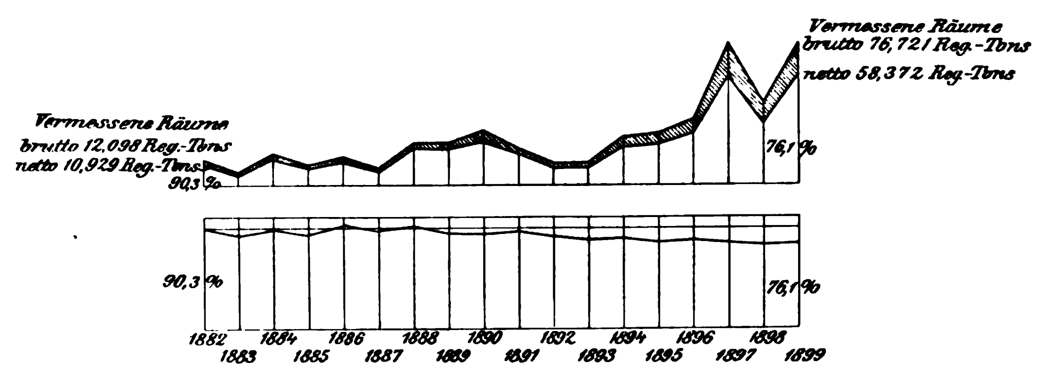
als 162 447 Tonnen grösser sein, wie die amtliche Erhebung angiebt; er würde sogar noch ganz bedeutend grösser sein, wenn nicht die Weglassung der Awningdecks und der anderen Decksaufbauten bei der Vermessung während der letzten Jahre so vermindernd auf den Netto-Tonnengehalt gewirkt hätte. Zweifellos werden es die hier anwesenden Engländer gern hören, dass das ausserordentliche Anwachsen der englischen Handelsflotte während der letzten Jahre noch grösser gewesen ist, als die amtlichen Bekanntmachungen mittheilen.

Leider ist es mir nicht gelungen, den Gesammtbrutto-Tonnengehalt der französischen Dampfer und Segelschiffe für einen längeren Zeitabschnitt festzustellen, ich habe deshalb versucht in den Figuren 2 und 3 die Beträge des Brutto- und Netto-Tonnengehaltes der Dampfer und Segelschiffe getrennt darzustellen, welche in Frankreich während der Jahre 1882 bis 1899 eingetragen wurden.

Es lässt sich aus den Figuren ersehen, dass das Verhältniss zwischen Netto- und Brutto-Tonnengehalt der eingetragenen Dampfer von 61,4 % im Jahre 1882 (ein Verhältniss das von dem jetzigen der englischen Dampferflotte nicht wesentlich verschieden ist) auf 46,3 % im Jahre 1898 gesunken ist; bei der französischen Segelflotte hat sich dieses Verhältniss von 90,3 % auf 76,1 % vermindert.

Frankreich.

Verhältniss zwischen dem Netto- und Brutto-Tonnengehalte der französischen Segelschiffe, welche in den Jahren 1882 bis 1899 eingetragen wurden. (Absolute Verhältnisswerthe).



Aenderung der Procentsätze seit 1882; Die gerade Linie giebt den Procentsatz im Jahre 1882 an, oder 90,3 %, die gebrochene Linie zeigt die Aenderungen in den Procentsätzen. (Die schraffirte Fläche stellt den thatsächlichen Betrag der abgezogenen Räume dar.)

Fig. 3.

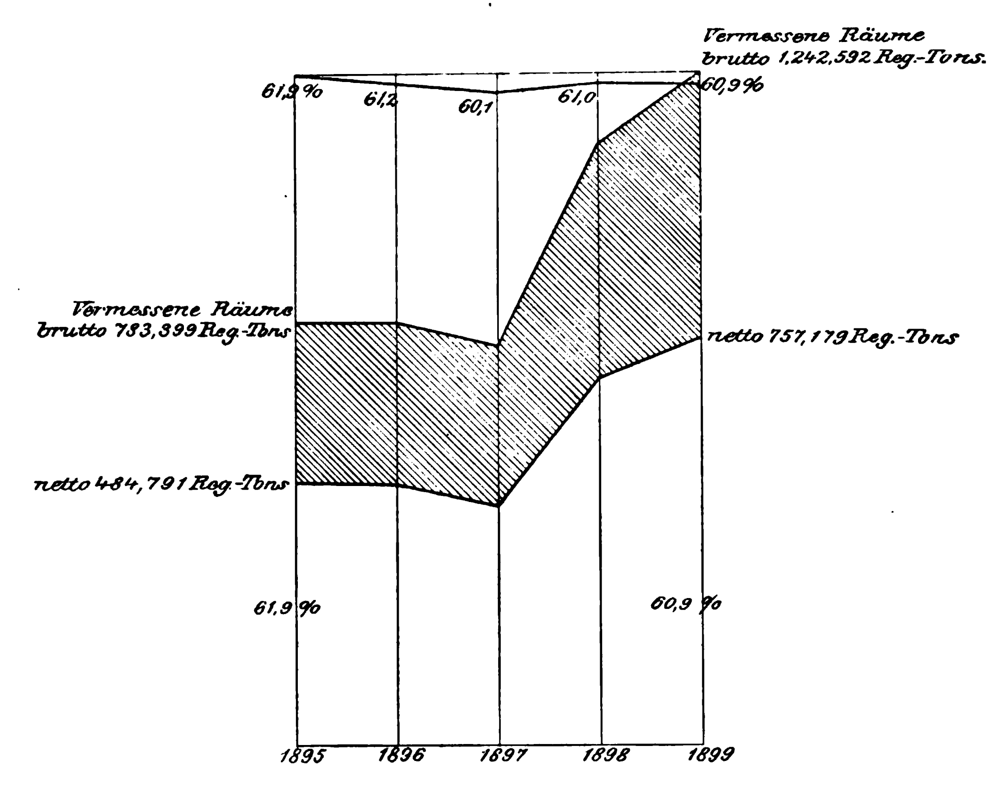
Ausdrücklich muss ich aber davor warnen, die englischen und französischen Figuren zu vergleichen und daraus Schlüsse zu ziehen. Sie stellen nicht genau dieselbe Sache dar und dürfen deshalb nicht verglichen werden. Um aber für Vergleiche eine Art Grundlage zu geben, woraus die jährliche Entwickelung der erwähnten Verhältnisse in beiden Ländern ersehen werden kann, habe ich in Fig. 4 die entsprechenden Angaben der Dampfer zusammengestellt, welche in England im Laufe der Jahre 1895 bis 1899 eingetragen wurden. Man kann aus diesem Diagramm ersehen, dass sich das in Rede stehende Verhältniss

in fünf Jahren von 61,9 % auf 60,9 % vermindert hat, d. h. um 1 % des Brutto-Tonnengehaltes.

Als ich einem meiner Freunde diese Angaben zeigte, nahm er ein Blatt Papier und begann auszurechnen, welche Zeit hiernach bei der französischen und englischen Dampferflotte verfliessen müsste, bis die alljährlich in die Register eingetragenen Schiffe eine Netto-Vermessung gleich Null aufweisen.

England.

Verhältniss zwischen Netto- und Brutto-Tonnengehalt der englischen Dampfer, welche in den Jahren 1895 bis 1899 eingetragen wurden. (Absolute Verhältnisswerthe.)



Aenderungen der Procentsätze seit 1895. Die gerade Linie giebt den Procentsatz im Jahre 1895 an, oder 61,9 %, die gebrochene Linie zeigt die Aenderungen in den Procentsätzen. (Die schraffirte Fläche stellt den thatsächlichen Betrag der abgezogenen Räume dar.)

Fig. 4.

Nach seiner Meldung würde in Frankreich dieser Fall nach Verlauf von $\frac{46,3}{61,4-46,3} \times (1899-1881)$ d. h. nach etwa 50 bis 60 Jahren eintreten. In England würde dagegen dieses Ziel erst in $\frac{60,9}{61,9-60,9} \times (1899-1894)$ oder

ungefähr 300 Jahren erreicht werden. Er meinte, dass dies für die englischen Schifffahrts-Interessenten in Anbetracht des scharfen fremden Wettbewerbes recht trübe Aussichten eröffne, deren Besserung angestrebt werden müsse.

Ich habe niemals zu ergründen versucht, ob er im Ernste sprach oder nicht, und ich hoffe, dass auch niemand annehmen wird, ich hätte seine Ideen unterstützt. Indessen, fort mit dieser deductio in absurdum, ich bin der festen Ueberzeugung, dass der gegenwärtige Stand der Vermessungsfrage, besonders in Frankreich und England die sorgfältige Beachtung aller derer verdient, die es angeht.

Jedermann wird, wie ich hoffe, aus den vorstehenden Betrachtungen die Ueberzeugung gewonnen haben, dass ich den gegenwärtigen Verfall in der Handhabung des Moorsom'schen Systems nicht den Maassnahmen zuschreibe, die vom Board of Trade oder von den französischen Behörden getroffen sind, welche die Vermessungsgesetze bearbeiten. Im Gegentheil, ich habe gefunden, dass diese Behörden auf beiden Seiten des Kanals in den meisten Fällen ihr Bestes gethan haben, um Auslegungen der Vermessungs-Gesetze zu verhindern, welche mit dem Fundamentalsatze des Moorsom'schen Systems nicht in Einklang gebracht werden können, dass nämlich der Tonnengehalt der Ausdruck für den wirklichen Rauminhalt eines Schiffes oder seiner Grösse sein müsse. Ich tadle weder die Rheder noch die Schiffbauer deswegen, dass sie ihre ganze Geschicklichkeit aufgeboten haben, um Verfahren auszuklügeln, welche ihnen unter der Herrschaft der verschiedenen Gesetze den denkbar kleinsten Tonnengehalt durch die Vermessung gewährten; Verfahren, welche auf wörtlichen Auslegungen dieser Gesetze beruhen und den technischen Behörden in den meisten Fällen durch richterliche Entscheidung aufgezwungen wurden. Es kann nur als verständig bezeichnet werden, wenn Geschäftsleute dadurch Vortheile zu erlangen suchen, dass sie die bestehenden Gesetze in geeigneter Weise verwenden.

Die Quelle für das augenblickliche Durcheinander muss indessen wo anders gesucht werden.

Ich habe die Ueberzeugung, dass die Hauptursachen für die gegenwärtige fast unerträgliche Ungleichheit zwischen Schiffen der verschiedenen Nationen, ja selbst den Fahrzeugen unter gleicher Flagge, folgende sind:

Erstens: Das ursprüngliche Gesetz, oder der Fundamental-Kodex für das augenblickliche internationale Vermessungssystem, die Merchant Shipping (Tonnage) Act vom Jahre 1854 beschränkt sich nicht auf die Festsetzung der

reinen und einfachen Grundsätze des Systems, und es überlässt, den Behörden nicht die Sorge diese Grundsätze auf die nöthigen technischen Einzelheiten zu übertragen, wobei sie dem Sinne des Gesetzes, sowie den Bedürfnissen der Praxis gerecht zu werden hätten. Statt dessen enthält dieses Gesetz nur technische Anweisungen, wie Schiffe von dem Typ zu vermessen sind, der in den fünfziger Jahren vorkam. Ich finde keinen besseren Weg, um diesen Mangel des Gesetzes vom Jahre 1854 zu kennzeichnen, als wenn ich es mit einem Gesetz gegen Räuberei vergleiche, welches nichts weiter enthielte als Bestimmungen über die Waffen und die Uniform der Polizeibeamten, sowie die Art der Verfolgung und Ergreifung der Räuber. Wenn nun dieses Gesetz noch vor 100 Jahren erlassen wäre, so könnte es selbst trotz seiner genauen Vorschriften nicht mehr befolgt werden, weil man heute die Räuber mit ganz anderen Mitteln, wie Magazin-Gewehre, Velocipede, Telegraph u. s. w., verfolgen kann, als es damals möglich war.

Dieser Vergleich mag in gewissem Sinne hinken, doch wird man mir Recht geben, dass ein Hauptgrund für die heutige Verworrenheit beim Moorsom-System in dem Umstande zu suchen ist, dass das ursprüngliche Gesetz vom Jahre 1854, welches mit sehr geringen Zusätzen noch heute in England gilt, mehr über technische Einzelheiten Aufschluss giebt als über rechtliche Grundsätze.

Zweitens: Die Auslegung dieser Anweisungen und ihre Verwendung zur Förderung der Schiffbau-Industrie sind leider nicht derjenigen Behörde — dem Board of Trade — anvertraut worden, welche hierzu einzig und allein berufen war. Nur beim Board of Trade konnte die nöthige Sachkenntniss und praktische Erfahrung in diesen Dingen vorausgesetzt werden, dagegen liess man diese ganze Materie in der Hand der gewöhnlichen Gerichte, welche nicht die genügende Erfahrung haben können, um sich über die oft schwierigen Fragen rein technischer Natur ein sachgemässes Urtheil zu bilden. Thatsächlich sind die Ausführungen des Board of Trade in Schiffsvermessungsfragen von den englischen Gerichtshöfen häufig genug bestritten worden, und höchst merkwürdig bleibt es, dass die richterlichen Entscheidungen fast stets gegen das Board of Trade ausgefallen sind.

Drittens: Alle Abänderungen und Zusätze, welche von Zeit zu Zeit durch das Board of Trade in Vorschlag gebracht wurden, um das alte Gesetz in bessere Uebereinstimmung mit den Grundsätzen des Moorsom-Systems zu bringen, mussten zum Schaden der Sache stets endgiltig von dem englischen Parlament festgesetzt werden.

Selbstverständlich liegt es mir fern, die Zuständigkeit und die Einsicht seiner beiden Häuser in Frage stellen zu wollen, aber es dürften sich selbst unter den zahlreichen Mitgliedern des englischen Parlamentes wohl nur wenige Männer finden, welche ausreichende Kenntnisse in der Geschichte und den Detailfragen der Schiffsvermessung haben, um ein durchaus sachverständiges parlamentarisches Komitee bilden zu können. Das Ergebniss der parlamentarischen Einmischung in die Vermessungsfrage war das beständige Beiseiteschieben der Anforderungen, welche von dem Board of Trade oder anderen unabhängigen Sachverständigen befürwortet wurden. Dazu kam die Einmischung eines anderen fremden Faktors, der bislang bei der Berechnung der Grösse oder des Rauminhaltes eines Schiffes nicht in Betracht gekommen war. Dieses neue Rechnungsglied, welches eigentlich nichts weniger wie neu war, hat sich inzwischen als das stärkste von allen erwiesen; es ist das mächtige wirthschaftliche Interesse der englischen Rheder, welche immer darauf bedacht gewesen sind, sich im Parlament eine starke Stellung zu sichern. Der einzige Gesichtspunkt, den die englischen Rheder mit geringen Ausnahmen dem Vermessungsgesetz gegenüber stets hoch hielten, lässt sich durch das folgende vielleicht etwas gewöhnliche Sprichwort ausdrücken: Zum Teufel mit den Grundsätzen, wenn man Vortheile erlangen kann.

Es würde unrecht sein, sie zu tadeln. Wenn man in der Welt Umschau hält, sieht man, wie auch die übrigen Regierungen alle Hebel in Bewegung setzen, um ihre heimische Handelsmarine zu schützen und zu entwickeln. Es ist also nur natürlich, dass die englischen nicht durch Subventionen unterstützten Rheder von allen Mitteln Gebrauch machen, um ihre Interessen gegen den fremden Wettbewerb auf der See zu vertheidigen. Sehr wirksame Mittel haben ihnen hierfür in der liberalen Auslegung wie in den von Zeit zu Zeit erfolgten Erleichterungen des Vermessungsgesetzes zur Verfügung gestanden, denn solange die fremden Länder die gleichen Erleichterungen nicht annahmen, mussten die verschiedenen Aenderungen und Neu-Auslegungen der englischen Vermessungs-Bestimmungen als Vergütungen oder Prämien für die englische Handelsflotte im internationalen Wettbewerbe wirken.

Erst ganz kürzlich scheinen andere Schifffahrt treibende Mächte — leider nur sehr wenige — zu der Erkenntniss dieses Standes der Vermessungsfrage gekommen zu sein. Wie ich bereits anführte, übernahm zuerst Deutschland die Führung, indem es unabhängig von England durch das neue deutsche Schiffs-Vermessungsgesetz vom Jahre 1888 neue Erleichterungen gewährte. Die französische Republik hat, wie ich mehrfach erwähnte, den gleichen Weg

beschritten, und zwar in einem Tempo, welches die französischen Rheder befähigte, selbst die englischen auf diesem Gebiete der Konkurrenz ganz und gar zu überflügeln. Natürlich hat dieser aussergewöhnliche und unerwartete Ausgang des Wettlaufes um die denkbar kleinste Vermessung zu nicht geringem Erstaunen auf der anderen Seite des Kanals Veranlassung gegeben.

Wie man auch das Vorstehende auffassen will, es bleibt eine natürliche Folge der parlamentarischen Einmischung in die Vermessungsfrage.

Vor etwa 20 Jahren wurde in England ein Bericht über die Tonnengehaltsfrage veröffentlicht, der nicht von einem parlamentarischen Komitee, sondern von einer königlichen Kommission abgefasst war, in welcher nicht nur die Rheder, sondern auch die Hafen- und Dock-Interessenten zur Geltung kamen und in welcher auch die Anschauungen des Board of Trade und der Regierung wohl vertreten gewesen sind. Dieser Bericht enthielt eine Reihe von guten und gerechten Vorschlägen auf der Grundlage des Moorsom-Systems, die sich nach ihrer Annahme sicherlich als eine thatsächliche Lösung der internationalen Tonnengehaltsfrage auf eine Reihe von Jahren hinaus erwiesen hätten. Leider blieben diese Vorschläge infolge der parlamentarischen Einmischung unbeachtet. Das Ergebniss derselben ist die British Amendment Act, vom 26. August 1889, welche zur Zeit noch das englische Vermessungsgesetz bildet.

* * *

Meine Herren, sie werden nun wohl zu wissen wünschen, ob ich nach einer so scharfen Kritik des gegenwärtigen Standpunktes der Vermessungsfrage positive Vorschläge zur Beseitigung der Schwierigkeiten zu machen habe.

In Uebereinstimmung mit den Ansichten, welche ich äusserte, muss meine Antwort eine negative sein.

Ich halte eine befriedigende Lösung der Tonnengehaltsfrage solange für unmöglich, als die Bestimmungen derselben von grossen parlamentarischen Körperschaften diskutirt und votirt werden, worin den Interessen der Rheder, unter der Vorspiegelung die nationale Schifffahrt gegenüber dem fremden Wettbewerbe zu schützen, ein weiter Spielraum zur Beeinflussung der mehr oder minder unklaren Vorstellungen der abstimmenden Mitglieder eingeräumt bleibt.

Ich bin der Meinung, dass die Vorschläge der Royal Commission on Tonnage vom Jahre 1880 sowohl vom technischen Standpunkte aus, als auch

wegen ihrer Gleichmässigkeit und Billigkeit in den Vermessungs-Bestimmungen eine eingehende Würdigung verdienen.

Die Erfahrung eines halben Jahrhunderts hat aber in unzweifelhafter Weise dargethan, dass die bisherige Behandlung der Schiffsvermessungsfrage in England nur für die englischen Rheder, besonders die Dampfschiffseigner vortheilhaft gewesen ist, so dass ich nicht annehmen kann, das englische Parlament würde jemals geneigt sein, das Recht der Einmischung in die Tonnengehalts-Bestimmungen aufzugeben, und deshalb sehe ich keine Hoffnung auf eine entscheidende oder endgiltige Lösung der Schwierigkeiten in der Vermessungs-Gesetzgebung.

Schliesslich können die Regierungen, die Behörden und die Rheder der ganzen Welt wieder auf denselben Gedanken zurückkommen, wie er vor der Annahme des sogenannten „Uniform international Tonnage System" bestand, und wie ihn einer meiner besten englischen Freunde, der mit der gegenwärtigen Lage der Dinge sehr genau bekannt ist, kurz dahin charakterisirte:

„Die Fremden werden schon für sich selber sorgen".



Die Werftanlagen der Newport News Shipbuilding and Drydock Co. in Newport News, Virginien.

Von T. Chace.)

I. Lage.

Die Werft liegt in Newport News am östlichen Ufer des James-Flusses in der Nähe von Hampton Roads. Der James-Fluss hat an dieser Stelle eine Breite von etwa $5^1/_2$ km. Das Werftbassin ist in das östliche Flussufer eingeschnitten und hat landeinwärts eine Breite von $^3/_4$ bis 1 km. Schiffe von 8,84 m Tiefgang können bei Hochwasser gedockt werden. Der mittlere Tidenunterschied beträgt etwa 0,76 m.

Newport News liegt unter 37° nördlicher Breite, sodass infolge des Klimas eine Unterbrechung der Schifffahrt durch Eisverhältnisse im Winter thatsächlich fast ebenso ausgeschlossen ist, wie die Einbusse von Arbeitstagen auf der Werft durch zu grosse Hitze oder Kälte.

II. Ausdehnung.

Die Werft besitzt eine Wasserfront von ungefähr 764,2 m Länge (Fig. 1). Die gesammte Fläche, welche von der Werft, Trockendocks und Kais eingerechnet, in Anspruch genommen ist, beträgt etwa 344 000 qm. Dieselbe vertheilt sich wie folgt:

Bebaute Fläche	42 770	qm
Platz für die Trockendocks No. 1 und 2	18 330	„
Flächen der Kais No. 1 bis 6	33 200	„
Stahllager, Holzlager, Hellinge, Eisenbahngleise und sonstige unbebaute Flächen etc.	249 700	„
Insgesammt	344 000	qm

*) Vortrag gehalten auf dem „Congrès international d'Architecture et de Construction navales". Paris 1900.

Zu bemerken ist hierbei, dass die Werft in nördlicher Richtung ihre Wasserfront noch auf etwa 800 m erweitern kann, wofür sich die Gesellschaft die Eigenthumsrechte an Grund und Boden gesichert hat.

III. Allgemeine Beschreibung.

Zur besseren Uebersicht ist es zweckmässig, die Werft in einen nördlichen und einen südlichen Theil zu zerlegen. Der erstere reicht von der nördlichen Werftgrenze bis zu dem im Bau begriffenen Trockendock No. 2, während der andere Theil mit Einschluss des Trockendocks No. 2 sich bis an die südliche Werftbegrenzung erstreckt.

Der nördliche Theil umfasst den Schiffbau und enthält: Die Beize-Tanks (No. 5) und Stahllager, die Balkenschmiede (No. 6), die Schiffsschmiede (No. 7) mit Einschluss eines Nietenlagers, die Glühofen-Anlage (No. 10), den Schiffbauschuppen (No. 9) einschliesslich Schnürboden, den Spantenschuppen (No. 8) einschliesslich einer Werkzeug-Schleiferei, einer Schraubenschmiede, eines allgemeinen Werkzeug-Magazins, eines Lagerraumes für Schrauben, Nieten etc., sowie eines kleinen allgemeinen Magazins. Ferner liegen auf der nördlichen Werfthälfte die Hellinge No. 1 bis 8 (Hellinge No. 7 und 8 sind noch im Bau begriffen) und die Kais No. 5 und 6, von denen der letztere kürzlich in Ausführung genommen worden ist.

Der südliche Theil der Werft, welcher mehr als ihre Hälfte umfasst, enthält die Werkstätten für Maschinen- und Kesselbau, für Schiffsausrüstung und Reparaturen. In diesem Theile der Werft liegen: das Haupt-Verwaltungsgebäude (No. 1), die Kraft-Centrale (No. 13), die Schmiede für Maschinenbau (No. 11), die Schiffsschmiede (No. 33), die Kesselschmiede (No. 12), die Maschinenbau-Werkstatt (No. 24), die Ausrüstungs-Werkstatt nebst kleiner Kupferschmiede (No. 23), die Kupferschmiede mit dem Hauptmagazin (No. 25), die Verzinkerei (No. 3), das Magazin und die Reparatur-Werkstatt für Elektrotechnik (No. 30) (mit Einschluss einer Werkzeug-Schleiferei, einer Niederlage von Maschinen-Werkzeugen für die Schiffbauer und einem Werkzeugraume für die Schiffbauer und Nieter), die Werkzeug-Schleiferei und Werkzeugschmiede (No. 20), das Magazin für Panzer-Bolzen (No. 21), ein Magazin für Schrauben und Nieten (No. 31) nebst einem kleinen allgemeinen Magazin, das Takler-Magazin (No. 19), das Lager für Ausrüstungs-Gegenstände (No. 18), die Schiffszimmerei, Segelmacherei, Taklerei und Klempnerei (No. 14), die Sägerei (No. 36), das Spierenlager (No. 40) (Teich), die Bauholzschuppen 1 und 2 (No. 34 und 35), die Trockenkammern und Imprägniranstalt (No. 29), die Schiffs- und Modelltischlerei

Uebersicht.

1. Haupt-Verwaltungsgebäude.
2. Photographisches Atelier und Lichtpauserei.
3. Verzinkerei.
4. Emaillir-Werkstatt.
5. Beize-Tanks und Stahllager.
6. Balkenschmiede.
7. Schiffsschmiede.
8. Spantenschuppen.
9. Schiffbauschuppen mit Schnürboden.
10. Glühofen-Anlage.
11. Schmiede für Maschinenbau.
12. Kesselschmiede.
13. Kraft-Centrale.
14. Schiffszimmerei, Segelmacherei, Taklerei und Klempnerei.
15. Kommandostand und Bureau der Dockmeister.
16. Pumpwerk der Trockendocks No. 1 und No. 2 (im Bau).
17. Pumpwerk des Trockendocks No. 1.
18. Lager für Ausrüstungsgegenstände.
19. Takler-Magazin.
20. Werkzeug-Schleiferei und Werkzeugschmiede.
21. Magazin für Panzerbolzen.
22. Lokomotivschuppen.
23. Ausrüstungs-Werkstatt nebst Kupferschmiede.
24. Maschinenbau-Werkstatt.
25. Kupferschmiede und Hauptmagazin.
26. Schiffs- und Modelltischlerei.
27. Maler- und Lackirer-Werkstatt.
28. Oellager.
29. Trockenkammern und Imprägniranstalt.
30. Magazin und Reparatur-Werkstatt für Elektrotechnik.
31. Magazin für Schrauben und Nieten.
32. Wagenschuppen und Tischlerei-Magazin.
33. Schiffsschmiede (Anbau).
34. Bauholzschuppen No. 1.
35. Bauholzschuppen No. 2.
36. Sägerei.
37. Kesselhaus für die Sägerei.
38. Reservoir zum Auffüllen des automatischen Feuerlöschers der Tischlerei-Werkstätten.
39. Gehege für Pferde und Maulthiere.
40. Spierenlager (Teich).
41. Pferdeställe.
42. Arbeiter-Annahmestelle.
43. Haupteingang.
44. Waage.
45. Nebeneingang.
46. Fahrbarer Ausleger-Kran auf Drehgestell (Syst. Brown).
47. Ladebaum von 15 ts.
48. dto. „ 25 „
49. dto. „ 25 „
50. Elektrischer Uferkran für 150 ts
51. Ladebaum für 15 ts.
52. Schwimmender Scheerenkran „Ox“ für 40 ts.
53. Ladebaum für 5 ts.
54. Scheerenkran für 100 ts.
55. Dampfwinde.
56. Druckständer.
57. Waagen.
58. Kohlenlager.
59. W. C.

Kai No 1

60.9

14

54

37 36

38

39

43

Ch. 432 a.

(No. 26), die Wagenschuppen und das Tischlerei-Magazin (No. 32), die Maler- und Lackirer-Werkstatt (No. 27), das Oellager (No. 28) und schliesslich die Trockendocks No. 1 und No. 2 sowie die Kais No. 1 bis 5.

IV. Werft-Organisation und Personal.

Die Geschäfte der Gesellschaft werden wahrgenommen:

1. durch das Central-Bureau in New-York, bestehend aus dem Präsidenten und dem Direktorium,

2. durch das Werftbetriebs-Bureau.

Dasselbe besteht aus:

dem Direktor und Leiter für den allgemeinen Betrieb und einem Assistenten,

dem Betriebs-Oberingenieur für Schiffbau und einem Assistenten,

dem Betriebs-Oberingenieur für Maschinenbau.

3. Durch das technische Bureau, dessen Mitglieder sind:

ein Oberingenieur,
ein Assistent,
ein Elektro-Ingenieur,
ein Bauingenieur.

Das technische Bureau besteht aus den folgenden Abtheilungen:

a) Die Schiffbau-Abtheilung mit:
einem Konstrukteur für Kriegsschiffbau,
einem „ „ Handelsschiffbau.

b) Die Maschinenbau-Abtheilung mit:
einem Konstrukteur.

c) Die Kalkulations-Abtheilung mit:
einem Bureauchef für Voranschläge, Projekte und sonstige Berechnungen.

4. Die Vorraths- und Materialien-Abtheilung mit:
einem Ober-Verwalter.

5. Die Abrechnungs-Abtheilung (kaufmännisches Bureau) bestehend aus:
dem Rechnungsrevisor,
dem Kassirer und
einem Bureauchef.

Das Werftpersonal besteht im übrigen mit Ausnahme der vorgenannten Ober-Beamten aus allen Technikern, Kaufleuten etc., den Meistern, Vorarbeitern, Handwerkern, Arbeitern u. s. w., den Wächtern, Pförtnern, Boten,

Verwaltern der Magazine u. s. w., ihre Zahl beträgt zusammen ungefähr 5200. Am 1. Januar 1900 waren zum Beispiel 5206 Mann mit verschiedenen Reparaturen und folgenden Neubauten beschäftigt:

Kriegsschiffbau:

U. S. Schlachtschiff „Kearsarge"; 11 500 ts Deplacement; abgelaufen; 98,5 % fertig.

U. S. Schlachtschiff „Kentucky"; 11 500 ts Deplacement; abgelaufen; 97,5 % fertig.

U. S. Schlachtschiff „Illinois"; 11 500 ts Deplacement; abgelaufen; 73,5 % fertig.

U. S. Schlachtschiff „Missouri"; 12 500 Deplacement; das Stahlmaterial für dieses Schiff wurde angeliefert, und das Strecken des Kieles vorbereitet.

U. S. Monitor „Arkansas"; 2 700 ts Deplacement; das Schiff wurde auf der Helling zusammengebaut; 12,3 % fertig.

Handelsschiffbau:

2 Ocean-Post-Dampfer von je 16 600 ts Deplacement im ersten Baustadium begriffen; 3 % fertig.

2 Passagier-Dampfer für die Cromwell-Linie, von je 6000 ts Deplacement; beide bereits abgelaufen, 50 % und 60 % fertig.

Das Personal von 5206 Mann setzte sich folgendermassen zusammen:

Technisches und kaufmännisches Personal:

Techniker in der Schiffbau-Abtheilung	55
„ „ „ Maschinenbau-Abtheilung	40
„ „ „ wissenschaftlichen Abtheilung . .	6
„	2
Kaufleute (Stenographen, Verwalter u. s. w.) . . .	80
In Summa	183

Betriebspersonal: In der folgenden Liste sind die ausgebildeten und nichtausgebildeten Leute, Handlanger u. s. w. zusammen, die weissen und farbigen Arbeiter jedoch getrennt aufgeführt:

	Weisse	Farbige
Maschinisten, Heizer u. s. w. in der Kraftstation	10	15
Werft-Reparatur-Abtheilung	28	2
Meister	20	—

Schiffbauer	580	20
Bohrer	120	60
Nieter	233	448
Winkelschmiede	42	72
Schmiede	107	94
Arbeiter f. d. Spantenbiegen u. s. w. a. d. Arbeitsstellen No. 8, 9 u. 10	65	145
Kesselschmiede und Blecharbeiter	225	100
Kupferschmiede	55	5
Schlosser (No. 24, Maschinen-Werkstatt)	280	80
Schlosser (No. 23, Ausrüstungs-Werkstatt)	60	15
Metall- und Rohrarbeiter	225	20
Schlosser in anderen Werkstätten und Maschinisten	200	35
Elektriker	60	—
Installateure	25	—
Schiffszimmerleute und Kalfaterer	220	180
Schiffstakler und Segelmacher	20	—
Werfttakler	22	3
Tischler	250	10
Modelltischler	28	2
Maler	150	25
Arbeiter im nördlichen Theile der Werft	72	232
Arbeiter auf dem Holzlager	13	47
Werftarbeiter	15	221
Wächter	30	—
Pförtner und Boten	—	12
Pförtner der Magazine	—	5
Werftbahnpersonal	—	20
In Summa	3155	1868
	1868	
Technisches und kaufmännisches Personal	183 + 5023 = 5206	

Aus der vorstehenden Liste erkennt man, welche besondere Rolle die Neger im Betriebe dieser Werft spielen; ihre Zahl betrug von 5023 Mann 1868, also 37 % des gesammten Personals.

Dies ist die einzige amerikanische Werft, auf welcher man den Neger in so grosser Zahl findet. Zuerst diente er hier als schlecht bezahlter Arbeiter, zeigte später grosses Verständniss für seine Beschäftigung, und seine weitere

Entwickelung zum Schiffbauer und Schlosser bildet eine wichtige Bedingung für eine Werft, welche wie diese in einer Gegend liegt, in der jedes Bedürfniss an farbigen Arbeitern praktisch unbeschränkte Befriedigung findet, während weisse Handwerker nicht immer in genügender Zahl in kurzer Zeit zu haben sind.

Man findet den Neger jetzt in fast allen Abtheilungen der Werft, ungefähr 53 % der Farbigen sind als einfache Arbeiter beschäftigt, von den anderen sind 35 % theilweise ausgebildete Leute z. B. Handlanger für Schlosser und Schiffsschmiede, Schiffszimmerleute, Bohrer, Maschinen-Nieter u. s. w., Dockarbeiter (unter Aufsicht eines weissen Dockmeisters) u. s. w.; den Rest von 12 % bilden die im Anfangsstadium ihrer Ausbildung befindlichen Schwarzen, welche als Nieter, Schmiede, Stanzer im Schuppen No. 9 und Spantenarbeiter im Schuppen No. 8, als Heizer u. s. w. Verwendung finden.

Mangel an Erziehung erschwert die Entwickelung des Negers zum guten Maschinenbauer ganz besonders; während er sehr intelligent und willig ist, fehlt ihm doch durchaus die nöthige Fähigkeit, Zeichnungen zu lesen und zu verstehen.

V. Allgemeiner Materialien-Transport.

Ein sehr ausgedehntes normalspuriges Eisenbahn-Geleisenetz gestattet den Materialien-Transport über die ganze Werft und besitzt Anschlüsse an die Chesepeake- und Ohio-Eisenbahn.

Das Geleise der Werftbahn verzweigt sich von dem Doppelgeleise beim Eintritt in die Werft (wo eine Fairbank-Normal-Eisenbahn-Waage aufgestellt ist) und läuft nach der Wasserfront zwischen den einzelnen Gebäuden hindurch, mit Abzweigungen in dieselben. Die Bahn verbindet auf diese Weise die Materialplätze, Magazine, Hellinge, Trockendocks und Kais, auf welchen sie endet.

Ueberall, wo die Geleise nicht in die Werkstätten u. s. w. hineingehen, laufen sie so dicht an denselben entlang, dass es möglich ist, das Material aus den Wagen mittelst Kranen in einfacher Weise in die Gebäude zu transportiren. Aehnlich vollzieht sich der Transport von Kohlen nach den Räumen der Kraft-Centrale, den Hilfskraftstationen, den Schmieden u. s. w.; er ist durch praktische Anlage der Geleise besonders erleichtert.

Die Hauptgebäude der Werft stehen mit ihren Längsachsen parallel zu den Trockendocks und den Kais, und senkrecht zur Wasserfront, wodurch der Bahnverkehr auf der Werft besonders einfach gestaltet wird.

Zwei Lokomotivkrane (Brown Hoisting and Conveying Machine Co.) besorgen die Bewegung des Holz- und Stahlmaterials und das Beladen und Entladen der Bahnwagen. Während der eine dieser Krane hauptsächlich mit der Beförderung des Rohmaterials im Nordtheile der Werft beschäftigt ist, transportirt der andere Hölzer auf dem Südtheile der Anlagen.

Die maximale Hebefähigkeit dieser Krane beträgt bei Befestigung derselben an den Schienen zur Verhütung des Umkippens 10 ts; freistehend heben sie in allen Stellungen mit Leichtigkeit Gewichte bis zu 5 ts.

Ausser der eben beschriebenen Geleiseanlage enthält die Werft noch eine Schmalspurbahn von 0,76 m Spurweite an der Wasserfront entlang, zur Bedienung derselben und zur direkten Verbindung des Nordtheiles mit dem Südtheile der Werft. Ebenfalls ist das beim Bau des Trockendocks No. 2 benutzte Geleise und rollende Material schmalspurig.

1. Der Transport auf dem nördlichen Theile der Werft.

Der Transport von Material auf dem Nordtheile setzt sich zusammen aus der Beförderung des Stahles von den Bahnwagen nach dem Lager, nach den Beize-Tanks und den verschiedenen Bearbeitungsstätten bis schliesslich zu den auf den Hellingen stehenden Schiffbauten.

Nach den Stahllagern und Beize-Tanks wird das Material durch einen fahr- und drehbaren Dampfkran mit Ausleger (Brown Hoisting and Conveying Machine Co.) von 5,66 m Spurweite (No. 46) gebracht, dessen Weg in gerader Linie durch die genannten Plätze, zwischen Schuppen No. 9 und No. 8 nach dem Kopfe der Helling No. 1 führt, wo er auch endet. Der gleiche Transport kann ausserdem auch durch einen Brown'schen Lokomotivkran auf dem Normalspurgeleise stattfinden.

Ueber die Leistungsfähigkeit des oben genannten Brown'schen Dampf-Ausleger-Kranes sei Folgendes angeführt:

Der Kran ist im Stande bei 16,90 m Ausladung Gewichte bis 3 ts, bei 10,67 m Ausladung 10 ts und bei 6,10 m Ausladung 15 ts zu heben.

Dieser Kran ist mit einer Waage zur Gewichtsbestimmung bis 15 ts ausgerüstet, alle zu wiegenden Gegenstände müssen beim Aufheben unter der Mitte des Auslegers liegen.

Die Geschwindigkeiten dieses Krantyps sind folgende:

Fahrgeschwindigkeit des Kranes bis 60,90 m pro Minute,
Drehgeschwindigkeit des Kranes bis $1\frac{1}{2}$ Umdrehungen pro Minute,

Geschwindigkeit der Laufkatze bis 152,40 m pro Minute,
Hebegeschwindigkeit der Last von 15,2 bis 76,20 m pro Minute.

Von den verschiedenen Schiffbau-Werkstätten wird das Material nach den elektrischen Helling-Kranen (Brown Hoisting and Conveying Machine Co.) gebracht, welche die Schiffbauplätze bedienen. Der Transport erfolgt auf dem Normalspurgeleise der Werft oder dem 5,74 m Geleise, welches die Köpfe aller Hellinge verbindet. Hierbei gelangen Blockwagen zur Verwendung, soweit nicht Handtransport durch Neger stattfindet.

Die Brown'schen elektrischen Helling-Krane können bei 25,90 m Ausladung 4,5 ts und bei 16,75 m Ausladung 12,5 ts heben.

Die Fahrgeschwindigkeit der Krane beträgt bis 182,57 pro Minute.
Die Hebegeschwindigkeit der Last beträgt 15,20 bis 76,20 m pro Minute.
Die Hebegeschwindigkeit der Laufkatze beträgt bis 152,40 m pro Minute.

Diese Krane laufen auf einer erhöhten Bahn von 6,10 m Spurweite und 222,50 m Länge.

2. Der Transport auf dem südlichen Theile der Werft.

Auf dem Südtheile der Werft wird das Material vom Bahneingang der Werft nach den verschiedenen Magazinen, Werkstätten u. s. w. und von dort nach den Kais und Trockendocks auf dem Normal-Werftgeleise transportirt.

Hier stehen (Fig. 1) die mit Hand und Dampf betriebenen Ausleger-Krane, der 150 ts elektrische Kran, der 40 ts Dampfschwimmkran und der feste 100 ts Scheerenkran.

Die Bewegung der Schiffe an den Kais entlang und bei ihrer Ein- und Ausführung in das bezw. aus dem Trockendock, sowie der Materialtransport wird durch eine genügende Zahl von Dampfwinden, welche auf den Kais und nahe den Trockendocks stehen, wesentlich erleichtert.

Der elektrische 150 ts Drehscheibenkran, aufgestellt am Kai No. 3, ist der stärkste der Werftkrane. Ueber seine Konstruktion und Wirkungsweise sei kurz Folgendes gesagt:

Das äussere Ende des Auslegers (Fig. 2) kann auf- und niederbewegt werden, und es ist möglich, den Hebeblöcken sowohl eine radiale als auch eine schwenkende Bewegung zu geben.

Elektrischer Drehscheibenkran
für 150 ts Tragfähigkeit.
1 : 300.

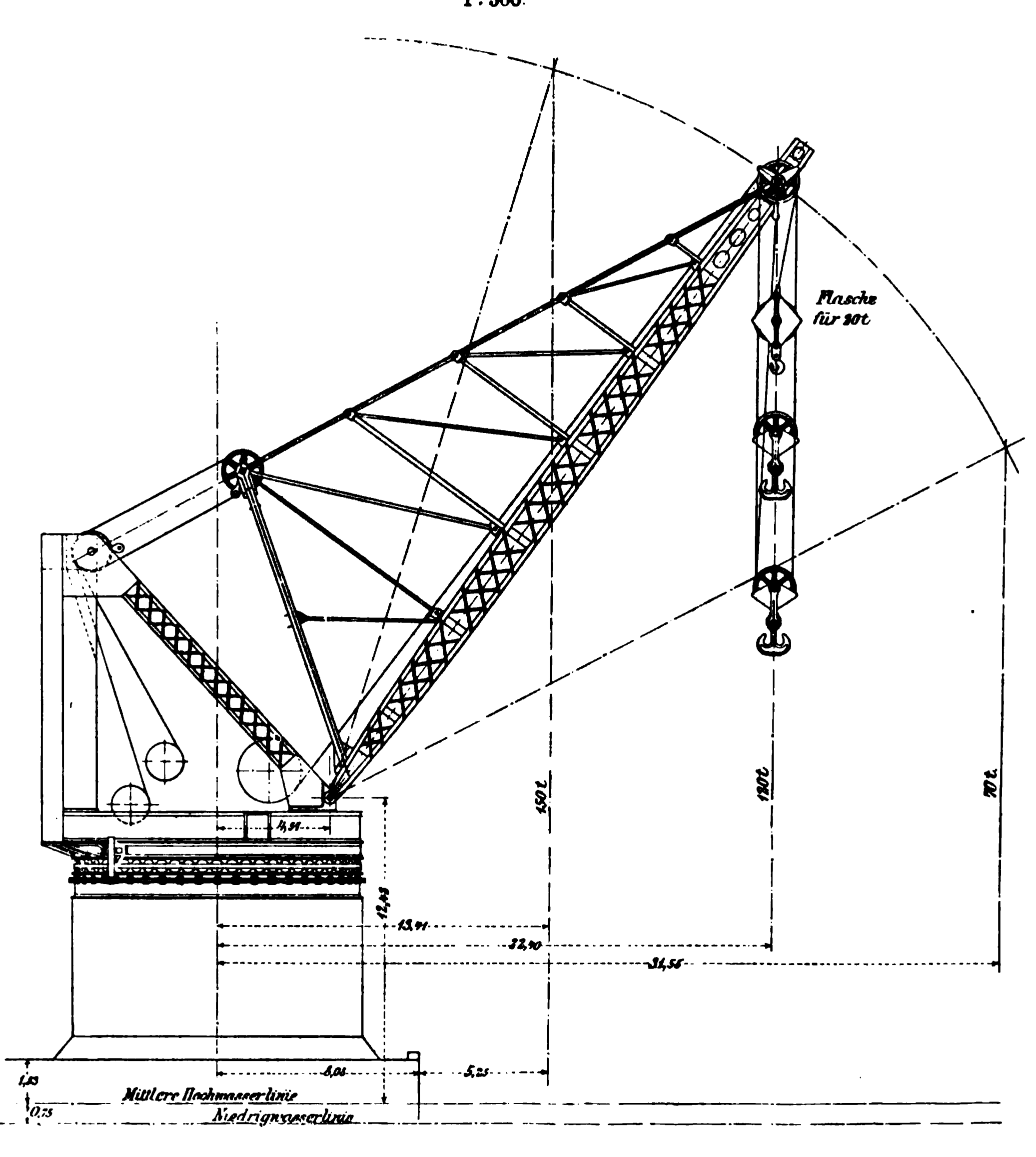


Fig. 2.

Wenn sich das äusserste Ende des Auslegers in seiner höchsten Position befindet, so beschreibt es beim Schwenken einen Kreisbogen von 26,82 m im Durchmesser; in der tiefsten Stellung des Ausleger-Endes beträgt der Durchmesser des Schwenkkreises 63,10 m. Die maximale Hubhöhe der Blöcke beträgt entsprechend der grössten und kleinsten Entfernung des Auslegerendes 35,27 m bezw. 21,03 m über dem mittleren Wasserspiegel.

Das Hebezeug des Kranes setzt sich zusammen aus zwei Hauptzeugen von je 75 ts und einem Hebezeug von 20 ts Tragkraft. Die maximale Last von 150 ts kann nur innerhalb der Schwenkkreise von 44,80 m und 26,82 m bewegt werden, während der Ausleger mit Lasten bis 70 ts jede Stelle seines Aktionsfeldes erreichen kann.

Es ist zu beachten, dass dieser 150 ts - Kran an der einen Seite des Ausrüstungsbassins steht, welches an die Kais No. 2 und 3 grenzt. Der Kai No. 3 hat eine Länge von 259 m und eine Breite von 59,91 m und besitzt reichlichen Platz für die Lagerung von Maschinentheilen, Schiffsausrüstungsgegenständen, Panzerplatten u. s. w., welche durch den Kran an Ort und Stelle gebracht werden sollen. Grosse Schiffskonstruktionstheile, z. B. Thürme, werden fertig gebaut und armirt durch den Kran installirt.

Der schwimmende Scheerenkran „Ox“ besitzt eine Hebefähigkeit von 40 ts und kann sich durch seine Dampfwinden selbst zwischen den Kais bewegen.

Er dient zur Anbringung von Panzerplatten und sonstigen äusseren Bautheilen, welche oft viel leichter durch einen Schwimmkran an ihre Stelle gebracht werden können. Die Liegestelle des „Ox“ ist mit besonderer Rücksicht auf das Werftbahnnetz gewählt, sodass der Transport der Lasten durch den Schwimmkran von den Wagen direkt an ihren Bestimmungsort möglich ist.

VI. Kraftübertragung.

Die Kraft wird von der Kraft-Centrale (No. 13 auf Fig. 1) und von mehreren kleinen Hilfsstationen, welche auf den verschiedenen Theilen der Werft stehen, über dieselbe vertheilt. Die vorhandenen Kraftanlagen sollen ganz erheblich durch Neuanlagen von Dampf- und elektrischen Kraft-Maschinen vergrössert werden. Nach Fertigstellung der vergrösserten Kraft-Centrale ist es möglich, den Dampfantrieb in den meisten Werkstätten durch den elektrischen zu ersetzen und hauptsächlich verschiedenen Werkzeugmaschinen statt der jetzigen direkt gekuppelten Dampf-

maschinen einen Elektromotor zu geben, ausserdem kann dann auch die Zahl der so getriebenen Werkzeugmaschinen erhöht werden.

Die Kraft-Centrale, von welcher die Hauptmengen der durch Dampf, Elektricität, Druckwasser und Druckluft erzeugten Energie über die Werft vertheilt werden, findet Unterstützung durch folgende kleinere Hilfskraftstationen:

Ein Kessel ist in No. 10 (Fig. 1) aufgestellt und versorgt die Maschinen des Spantenschuppens No. 8 und des Schiffbauschuppens No. 9 (früher auch den Transmissionsantrieb in der Balkenschmiede No. 6, welcher jetzt durch einen Elektromotor betrieben wird).

Ein Kessel steht in No. 11, in der Schmiede für Maschinenbau, zum Antriebe der Werkzeugmaschinen, welche den grössten Theil der Kraft jedoch von der Centrale selbst beziehen.

Ein Kessel in No. 23, der Ausrüstungs-Werkstatt, liefert Dampf für den Betrieb der hier vorhandenen Transmission. Ein mit Holz gefeuerter Kessel in No. 37 producirt Dampf für die Maschinen der Sägerei und am Tage auch für die Ventilationsmaschine, die Winden und Pumpen der Trockenkammern und Imprägniranstalt (No. 29) zur Herstellung feuersicheren Holzes. Während der Nacht erhalten die Maschinen Dampf von der Kraft-Centrale.

Die Kessel in No. 17, Pumpwerk des Trockendocks No. 1 speisen die Dockpumpen, die Dockthorpumpen, die Feuerlöschpumpen und eine im Pumpenhause aufgestellte Maschine, welche den Strom für eine elektrische Panzerplatten-Ausglühvorrichtung liefert, ausserdem alle Dampfwinden am Kai No. 8 und in der Nähe des Trockendocks No. 1. (Die Dampfwinde am Kai No. 4 arbeitet mit eigenem Kessel.)

Die Maschine des festen 100 ts Scheerenkranes auf dem Kai No. 1 erhält Dampf aus ihrem eigenen Kessel, welcher zugleich eine im Krankesselhause aufgestellte Feuerlöschpumpe bedient.

a) Die Kraft-Centrale (No. 13).

Die Kraft-Centrale (Fig. 3, 4 und 5) nimmt ein zweistöckiges, aus Ziegeln und Stahl errichtetes Gebäude mit grossem Erdgeschoss ein. Die Hälfte des Gebäudes enthält die Kesselanlage mit den Speisepumpen, Speisewasservorwärmern u. s. w.; im Erdgeschosse des Markttheiles sind die Pumpen und die Fundamente der hydraulischen Kraftstation, eine Feuerlöschpumpe und der Luftkompressor für die Druckluftwerkzeuge untergebracht; im ersten Stockwerke befindet sich die elektrische Kraft- und Lichtstation

und ein Luftkompressor; im zweiten Stockwerke stehen die Gebläse und Ventilationsmaschinen für die Schmiede des Maschinenbaues No. 11, (die letztgenannten Maschinen befinden sich nicht im Betriebe).

Ein unterirdischer Gang verbindet (siehe den Werftlageplan, Fig. 1) das Erdgeschoss der Kraft-Centrale mit No. 11, der Schmiede für Maschinenbau, No. 12 Kesselschmiede, No. 24 Maschinenbau-Werkstatt und No. 26, Schiffs- und Modelltischlerei, in welcher er endet. Dieser unterirdische Gang enthält die Leitung der Dampfrohre, der Rohre für hydraulische und pneumatische Apparate, elektrische Leitungen u. s. w. Vor dem Bau des Trockendocks No. 2 war die Kraft-Centrale durch einen gleichen Gang mit den Werkstätten No. 8 und 9 verbunden. Der Theil des Ganges zwischen No. 8 und 9 ist noch erhalten.

Diese unterirdischen Gänge bestehen aus eisernen Röhren von einem so grossen Durchmesser, dass alle durchgehenden Leitungen leicht zugänglich sind. Sie werden elektrisch beleuchtet und durch Mannlöcher von oben her zugänglich gemacht und ventilirt.

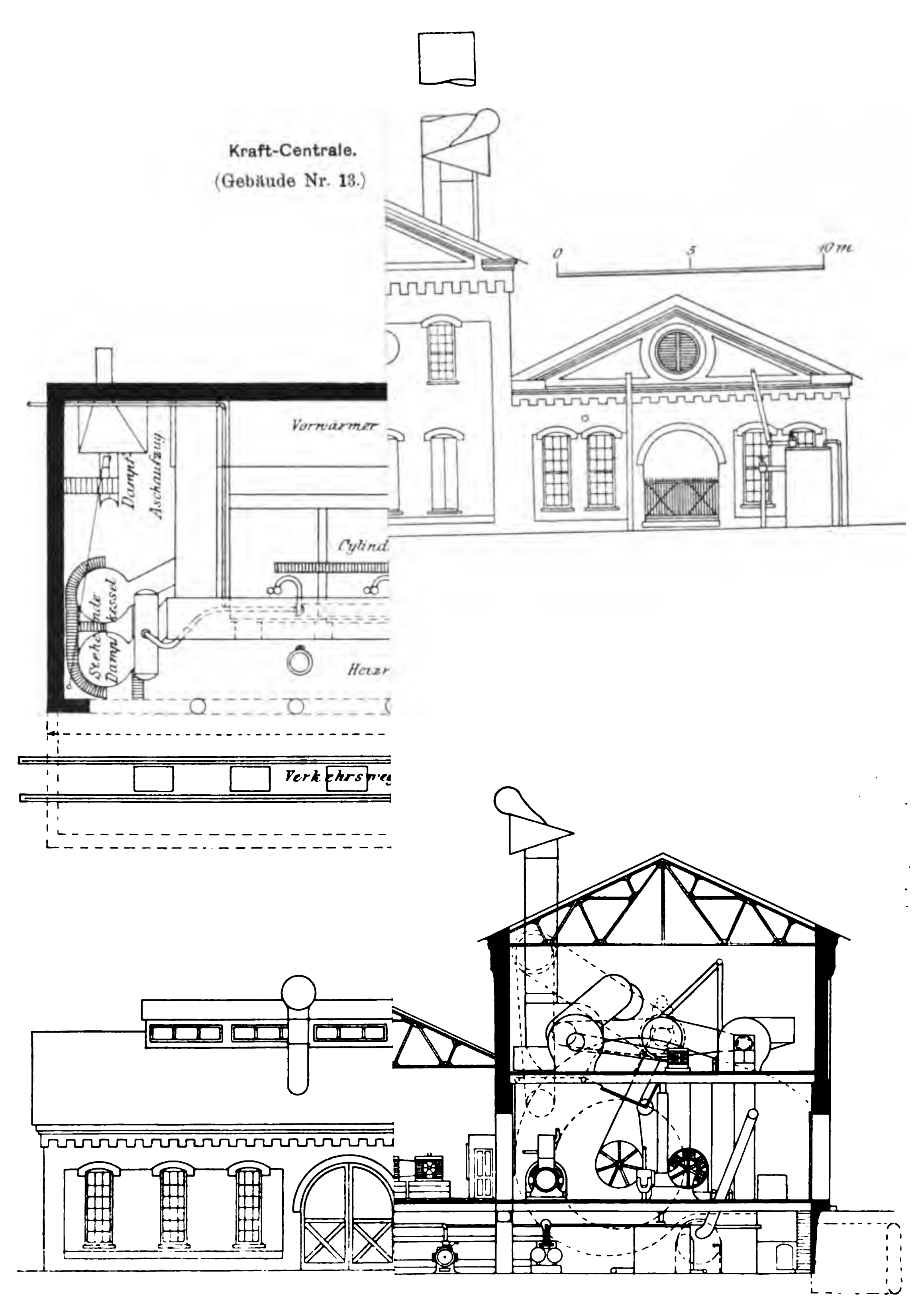
Der Hauptweg, welcher die Kraft-Centrale mit No. 11, No. 12, No. 24 und No. 26 verbindet, hat eine Länge von 144,76 m und bei der Kraftstation einen Durchmesser von 2,59 m, welcher sich in 6 Stufen bis auf 1,76 m in No. 26, Schiffs- und Modelltischlerei verjüngt. Die Zweige des Hauptweges nach verschiedenen Werkstätten besitzen einen Durchmesser von 1,37 m. Am Anfang der Benutzung dieses unterirdischen Weges versorgte eine in der Centralkraftstation aufgestellte Gebläsemaschine den Gang mit atmosphärischer, vorher angewärmter Luft, und bildete dadurch für den Winter zugleich eine Heissluftheizung der verschiedenen Werkstätten. Dieses Heizungssystem entsprach jedoch nicht den Erwartungen und wurde verworfen.

Die Kesselanlage der Kraft-Centrale (Fig. No. 3 und 5) besteht aus 4 schottischen Kesseln und 2 stehenden Kesseln, welche Dampf von 8,44 kg/qcm liefern.

Die Hauptabmessungen der Kessel sind folgende:

4 schottische Kessel mittlerer Durchmesser 3,35 m; grösste Länge 3,89 m; 2 gewellte Flammrohre mit 1,041 m innerem Durchmesser; Heizfläche 124,25 qm; Rostfläche 3,81 qm.

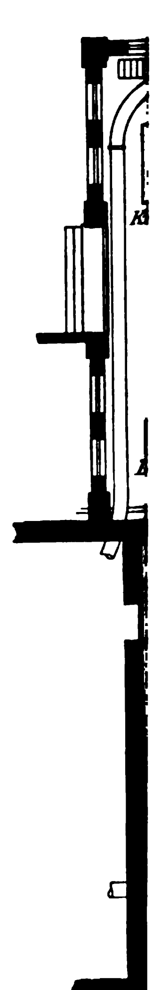
2 stehende Kessel mittlerer Durchmesser 9,96 m; grösste Höhe 4,86 m, innerer Durchmesser der Feuerbüchse 1,753 m; Höhe derselben 1,45 m: Heizfläche 100,96 qm; Rostfläche 2,49 qm.

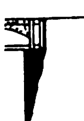


Kraft-Centrale.
(Gebäude Nr. 13.)
0
5
10 m
Vorwärmer
Dampf
Aschaufzug
Stehende Dampfkessel
Heizr
Verkehrsweg

Ch. 442 a.

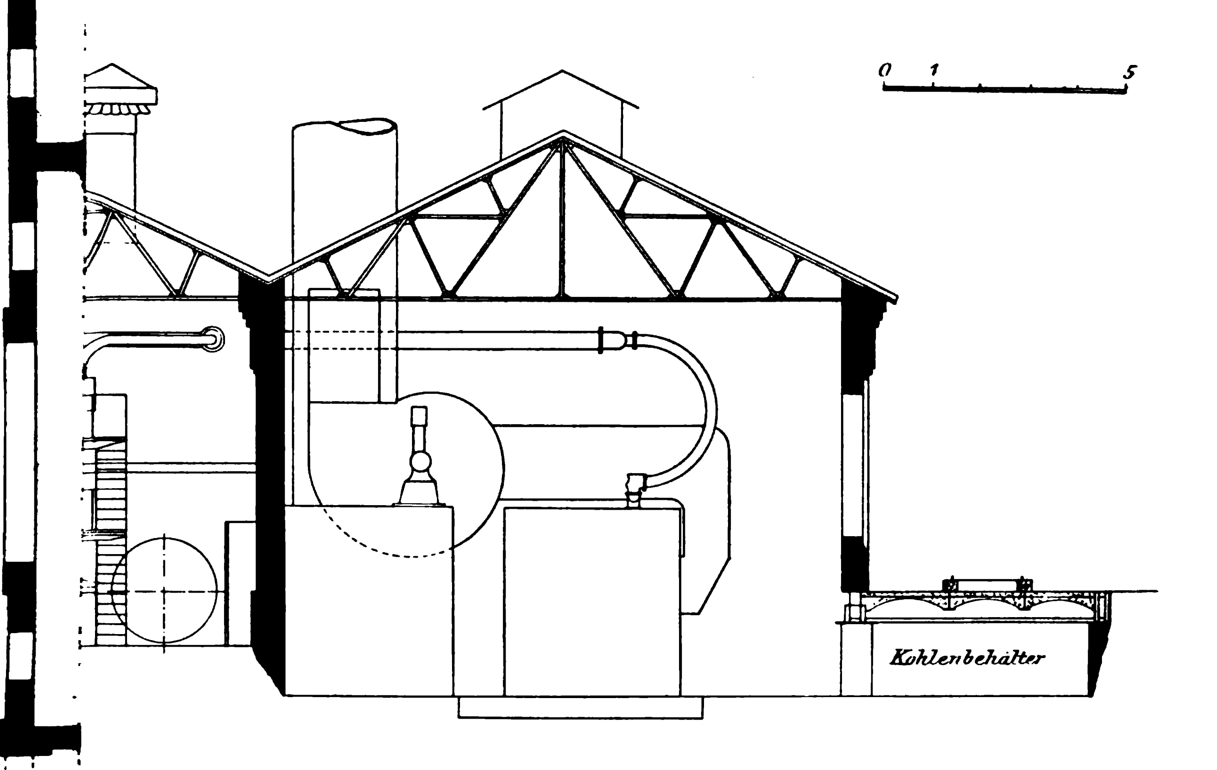






Ch. 412 b.

Kraft-Centrale.
(Gebäude No. 18.)



Ch. 442 c.

Diese Kessel arbeiten mit künstlichem Zuge (induced draft), hervorgebracht durch 2 Sturtevantgebläse; Durchmesser der Räder 2,44 m; Breite der Flügelspitzen 0,711 m; Weite des Gehäuses 0,914 m. Jedes Gebläse wird durch eine Zwillingsexpansionsmaschine mit 0,203 m Cylinderdurchmesser, 0,140 m Hub und ungefähr 350 Touren pro Minute getrieben. Die Gebläse befördern die Gase in einen Rauchfang von 2,06 m Durchmesser und von 23,47 m Höhe über Rost.

Wenn der Anbau der Kraft-Centrale (Fig. 5) fertig ist, werden die oben beschriebenen beiden stehenden Kessel durch

4 neue grössere schottische Kessel ersetzt.

Die Hauptabmessungen dieser neuen Kessel sind folgende:

Mittlerer Durchmesser 3,91 m, grösste Länge 3,50 m; 3 gewellte Flammrohre mit 1,016 m lichtem Durchmesser; Heizfläche 139,89 qm; Rostfläche 5,57 qm.

Diese Kessel sollen später ebenfalls mit künstlichem Zug (induced draft), erzeugt durch 2 Sturtevant-Gebläse, arbeiten; sie werden die Gase in einen Rauchfang von 2,13 m Durchmesser und 23,47 m Höhe über Rost ableiten.

Das Kesselspeisewasser wird vorgewärmt und ein grosser Theil des Kühlwassers der Luftkompressoren zum Kesselspeisen verwendet.

Alle Dampfmaschinen auf der Werft arbeiten ohne Kondensation, eine Reihe grösserer Maschinen der Kraft-Centrale und der Transmissionsmaschinen ist nach dem Westinghouse einfach wirkenden automatischen Compound-System konstruirt.

Nach Fertigstellung der Erweiterung der Kraft-Centrale werden alle hier aufgestellten Maschinen mit Kondensation arbeiten, verschiedene Nichtkondensations-Transmissionsmaschinen sollen durch Elektromotoren (siehe die Liste der hinzukommenden Motoren unter VII.) ersetzt werden. Das Kesselspeisewasser wird aus der Cisterne nur durch einen Speisewasservorwärmer gehen, der jetzige Vorwärmer wird verschwinden, und der Verlust an Speisewasser soll durch das Kühlwasser der Pressluftanlage, wie es gegenwärtig bereits geschieht, gedeckt werden.

Die Kessel der Kraft-Centrale liefern Dampf für alle in derselben aufgestellten Maschinen, Pumpen u. s. w. und speisen noch folgende Einrichtungen:

Die Maschine der Transmission in No. 14, der Schiffszimmerei.

Die Dampfhämmer und Werkzeugmaschinen in No. 11, der Schmiede für Maschinenbau.

Die Maschinen zum direkten Antrieb verschiedener Werkzeuge in No. 12, Kesselschmiede.

Die 2 Transmissionsmaschinen in No. 24, Maschinenbau-Werkstatt und die direkt gekuppelte Cylinder-Bohrmaschine No. 39, (Fig. 19) in diesem Raume.

Die Transmissionsmaschine in No. 26, Schiffs- und Modelltischlerei.

Die Gebläsemaschinen, Dampfwinden und Pumpen in No. 29, den Trockenkammern und der Imprägnirunganstalt für feuersicheres Holz. (Während der Nacht.)

Die Farbenmühle in No. 27, Malerwerkstatt.

Sie geben endlich den Dampf zum Heizen der verschiedenen Werkstätten und Gebäude ab.

Bei den hier vorkommenden milden Wintern ist der Bedarf von Dampf für Heizungszwecke ein verhältnissmässig geringer und wird als Frisch- oder Abdampf von der Kraft-Centrale und den Hilfskraftstationen gedeckt. Beispielsweise heizt der Abdampf der Werkzeugmaschinen in No. 11, Schmiede für Maschinenbau, das Hauptverwaltungsgebäude No. 1. Verschiedene Werkstätten werden auch allein durch Kokesöfen geheizt.

Während bei der jetzigen Kraftanlage der verlangte Dampf nur bei vollem Betriebe der Haupt-Kesselanlage geliefert werden kann, gedenkt man nach Fertigstellung des Erweiterungsbaues der Kraft-Centrale, nur 4 oder 5 der 8 Kessel in Betrieb zu halten. Wenn jedoch die elektrischen Pumpen des Trockendocks No. 1 und 2 (Fig. 6) in Aktion treten sollen, muss dennoch die gesammte Kesselanlage benutzt werden.

b) Kraftübertragung durch Elektricität.

Die elektrische Kraft zum Antriebe aller Motoren der Werft, mit Ausnahme der in No. 12 aufgestellten, wird durch drei Dynamos von 220 Volt erzeugt, No. 1, 2 und 10 (Fig. 4). Diese Dynamos haben folgende Stärke:

Dynamos No. 1 und 2.

Zwei Maschinen — 4 Pole — 100 Kilowatt—650 Touren — 220 Volt, getrieben durch Maschine No. 1 vom Typ der vertikalen einfach wirkenden Westinghouse Compoundmaschinen, Cylinderdurchmesser 330 mm und 686 mm; Hub 407 mm; 250 Touren pro Minute.

Allgemeine Anordnung der Pumpen für die Trockendocks.
(Projekt.)
(Gebäude Nr. 16.)

Mittlerer Hochwasserstand
Mittlerer Niedrigwasserstand
Docksohle
0 5 10m
12,81
5,10

Fig. 6.

Dynamo No. 10.

Eine Maschine — 6 Pole — 75 Kilowatt — 270 Touren — 220 Volt direkt gekuppelt mit einer sogenannten „Ideal-engine;" Cylinderdurchmesser 381 mm; Hub 305 mm.

Die durch diese drei Dynamos gespeisten Motoren sind mit ihren Pferdestärken unter Angabe der betreffenden Verwendungsstelle wie folgt zusammengestellt:

Beize-Tanks (No. 5):

1—15 PS Edison zweipoliger Motor zum Antriebe der Bürstmaschine.

Balkenschmiede (No. 6):

1—25 PS Dynamomaschine treibt die Transmission.

Spantenschuppen (No. 8):

1—25 PS Dynamomaschine treibt die Transmission.

1—5 PS Crocker-Wheeler-Dynamo direkt verbunden mit Werkzeugmaschine No. 20.

1—5 PS Crocker-Wheeler-Dynamo direkt verbunden mit Werkzeugmaschine No. 21.

Schiffbauschuppen (No. 9):

1—65 PS Bilberg-Zweipolmotor zum Antriebe der Transmission.

Fahrbarer Ausleger-Kran, Hellinge No. 1 und No. 2.

2—50 PS Dynamos mit Serien-Parallel-Schaltung.

Fahrbarer Ausleger-Kran, Hellinge No. 3 und No. 4.

2—45 PS Dynamos mit Serien-Parallel-Schaltung.

Fahrbarer Ausleger-Kran, Hellinge No. 5 und No. 6.

2—45 PS Dynamos mit Serien-Parallel-Schaltung.

Schmiede für Maschinenbau (No. 11):

1—10 PS Westinghouse-Dynamo zum Betriebe der Transmission.

1—35 PS Leomis-Zweipolmotor treibt Gebläse No. 1 wie No. 2 (nur eines derselben läuft), ist aufgestellt im zweiten Stock der Centrale. und bedient von hieraus die Schmiede No. 11.

Werkzeug-Schleiferei und Werkzeugschmiede (No. 20):

1—25 PS Rushmore-Dynamo zum Antrieb der Transmission.

Maschinenbauwerkstatt (No. 24):

1—50 PS Dynamo treibt Werkzeugmaschine No. 44.

1—30 PS Dynamo zum Heben. 1—16 PS „ als Hilfe beim Heben. 1—16 PS „ zum Katzenfahren. 1—25 PS „ zum Laufen.	für den 40 Tons-Laufkran.
1—50 PS Dynamo zum Heben. 1—20 PS „ zum Laufen. 1— 5 PS „ zum Katzenfahren.	für den 50 Tons-Laufkran.
1—$8^{1}/_{2}$ PS Bilberg-Zweipolmotor zum Fahren. 1—6 PS „ „ „ Heben. 1—2 PS „ „ „ Drehen.	für den 5 Tons-Fahrkran im nördlichen Flügel.
1—6 PS Storey-Zweipolmotor zum Fahren. 1—3 PS „ „ „ Heben. 1—2 PS „ „ „ Drehen.	für den 5 Tons-Fahrkran im südlichen Flügel.

Magazin und Reparatur-Werkstatt für Elektrotechnik (No. 30):

1—20 PS Westinghouse-Dynamo treibt die Transmission des ersten Stockes.

1—5 PS Eddy-Zweipolmotor treibt die Transmission des zweiten Stockes.

Schiffsschmiede [Anbau] (No. 33):

1—$7^{1}/_{2}$ PS Westinghouse-Dynamo treibt die Transmission.

2—100 PS Dynamos zum Heben des Auslegers. 2—100 PS „ für langsame Hebebewegung. 1—100 PS „ für schnelle „ 2— 22 PS „ zum Schwenken.	für den 150 Tons-Drehscheibenkran.

Tansportable Werkzeuge:

1—$4^{1}/_{2}$ PS Dynamo für Gebläse (von den Malern gebraucht).

1—$4^{1}/_{4}$ PS Sturtevant-Dynamo für Gebläse (von den Malern gebraucht).

4—2 PS Dynamos für transportable Bohrmaschinen.

1—$4^1/_2$ PS Dynamo für transportable Bohrmaschinen
1—7 PS „ „ „ Deckshobelmaschinen.
1—5 PS „ „ „ „
1—5 PS Westinghouse-Dynamo für Bohrspindel zum Ausbohren der Hintersteven, Stevenrohre u. s. w.

Die vorgenannten drei Primär-Dynamos No. 1, 2 und 10 besitzen eine gesammte Stärke von 275 Kilowatt und treiben Motoren von 1334,5 PS.

Die elektrische Energie für alle Motoren in No. 12, Kesselschmiede wird von zwei 190 Volt starken Dynamos No. 6 und No. 7 geliefert:

Dynamo No. 6 und No. 7.

Zwei Leomis-Dynamos — 35 Kilowatt — 1100 Touren — 110 Volt, angetrieben durch eine Westinghouse-Maschine vom selben Typ, wie die Seite 444 erwähnte, Cylinder-Durchmesser 330 mm und 560 mm; Hub 330 mm 290 Touren pro Minute.

Diese Dynamos treiben folgende Motoren:

Kesselschmiede (No. 12):

1—60 PS gewöhnl. Dynamo für die Transmission.

1—20 PS	Zweipolmotor zum Laufen.	80 Tons-Laufkran.
2—20 PS	„ „ Heben.	
2—3 PS	„ „ Katzenfahren	

c) Kraftübertragung durch Druckwasser.

Es sind vorhanden eine hydraulische Kraftanlage mit 52,5 kg/qcm und eine mit 165 kg/qcm. Die Pumpen und Akkumulatoren stehen in No. 13, Kraft-Centrale (Fig. 3). Die generelle Einrichtung dieser Anlage mit den Durchmessern der Hauptrohre, der Position der Krane und betriebenen Werkzeugmaschinen ist aus Fig. 7 zu entnehmen.

Die Rohre, welche das verbrauchte Wasser nach dem Tank, der im Erdgeschoss der Kraft-Centrale steht, zurückführen, und aus welchen die Presspumpen wieder saugen, sind in der Zeichnung nicht zu sehen.

Die Hauptabmessungen der Druckpumpen dieser Anlagen und die Zahl der Krane und sonstigen hydraulischen Werkzeugmaschinen sind in folgender Zusammenstellung enthalten:

52,5 kg/cm Druck-Anlage.

Die zwei Duplex-Druckpumpen No. 3 und 4 (Fig. 3), aus denen die Anlage besteht, haben folgende Hauptabmessungen: Dampfcyl. Durchm. 356 mm und 508 mm, Hub 381 mm. Plunger-Durchm. 108 mm. Die Anlage bethätigt die hydraulischen Einrichtungen folgender Werkstätten:

Spantenschuppen (No. 8).

Drei 5 ts Kolben-Auslegerkrane (No. 9, 10 und 11).
Zwei stationäre Nieter (No. 34 und 35).
Einen transportablen Nieter.
Drei Biegepressen (No. 16, 17 und 18).
Eine Mannlochstanze (No. 28). (Letztere auch für 105 kg/qcm Druck.)

Schiffbauschuppen (No. 9).

Dreizehn 3 ts Kolben-Auslegerkrane (No. 5—18 incl., ausgenommen No. 10).
Vier 5 ts Kolben-Auslegerkrane (No. 2, 3, 4 und 10).
(Kran No. 2 und 4 auch für 105 kg/qcm Druck.)
Eine Plattenbiegewalze (No. 3). (Auch für 105 kg/qcm Druck.)

Glühofen-Anlage (No. 10).

Einen 3 ts Kolben-Auslegerkran.

Schmiede für Maschinenbau (No. 11).

Zwei 5 ts Laufkrane (No. 13 und 14).
Einen 15 ts Laufkran (No. 15).

Kesselschmiede (No. 12).

Sieben 5 ts Kolben-Auslegerkrane (No. 4, 5, 6, 7, 8, 10 und 11).
Einen 15 ts fahrbaren Kran.
Einen 40 ts " "
Einen Nieter. (Auch für 105 kg/qcm Druck.)

Ausrüstungs-Werkstatt (No. 23).

Ein 5 ts Kolben-Auslegerkran.
Einrichtungen für hydraulische Materialprüfung.

Maschinenbau-Werkstatt (No. 24).

Sieben 5 ts Laufkrane (No. 3, 4, 7, 8, 9, 10 und 11).
Einen 3 ts Kolben-Auslegerkran (No. 6).
Zwei Elevatoren.
Einrichtungen für hydraulische Prüfungen stehen in der Nordgallerie.

Kupferschmiede und Hauptmagazin (No. 25).

Eine Rohrbiegepresse in der Kupferschmiede.

Ein Elevator im Magazin.

Kai No. 3.

Einrichtung für hydraulische Prüfungen.

105 kg/qcm Druck-Anlage.

Sie besteht aus einer Duplex-Druckpumpe No. 1 (Fig. 3). Eine kleine Druckpumpe No. 2 wird nur gebraucht, wenn No. 1 in Reparatur ist. Die Pumpen haben folgende Abmessungen:

Pumpe No. 1: Dampf-Cyl. Durchm. 407 mm und 636 mm; Hub 381 mm. Plunger-Durchm. 103 mm.

Pumpe No. 2. Dampf-Cyl. Durchm. 305 mm; Hub 330 mm. Plunger-Durchm. 572 mm.

Folgende Krane und Werkzeugmaschinen werden mit 105 kg/qcm Druck betrieben:

Balkenschmiede (No. 6).

Eine Biegepresse.

Spantenschuppen (No. 8).

Eine Mannlochpresse (No. 28). (Auch für 52,5 kg/qcm Druck.)

Schiffbauschuppen (No. 9).

Eine Plattenbiegewalze (No. 3). (Auch für 52,5 kg/qcm Druck.)

Drei 5 ts Kolben-Auslegerkrane (No. 2 und 4). (Auch für 52,5 kg/qcm Druck.)

Glühofen-Anlage (No. 10).

Eine Schmiegemaschine.

Kesselschmiede (No. 12).

Eine Börtelmaschine (No. 13).

Ein Nieter (No. 11). (Auch für 52,5 kg/qcm Druck.)

Zwei transportable Nieter.

d) Kraftübertragung durch Druckluft.

Die mit Druckluft betriebenen Werkzeuge finden auf der Werft immer mehr Anwendung, ihre Zahl vergrössert sich stetig. Infolge dessen erweist sich der durch die beiden Duplex-Luftkompressoren (No. 1 und 2, in der

Kraft-Centrale, No. 13) erzeugte Druck von nur 5,62 kg/qcm als ungenügend, ein Druck von 7 kg/qcm ist erwünscht. Zur Erreichung dieses Druckes soll noch ein dritter Luftkompressor nach Vollendung des Erweiterungsbaues der Kraft-Centrale neben dem Kompressor No. 2 im ersten Stockwerke Aufstellung finden.

Die Hauptabmessungen der Duplex-Luftkompressoren No. 1 und 2 sind folgende: Dampfcyl. Durchm. 508 mm, Luftcyl. Durchm. 515 mm, Hub 610 mm.

Diese Luftkompressoren entnehmen die Luft aus der Atmosphäre und speisen einen Druckluft-Kessel, der in der Kraft-Centrale steht. Der Kompressor No. 2 ist mit einer Kühlvorrichtung versehen.

Die Einrichtung der Druckluftanlage mit der Rohrleitung, den Vertheilern, Sammlern, Ventilen sowie die Durchmesser der hauptsächlichsten Rohre sind aus Fig. 8 zu ersehen. Die Rohrleitung, welche die Hellinge bedient, ist mit der Absicht doppelt gelegt, dass nach Fertigstellung des neuen Luftkompressors die eine Leitung für die Versorgung der Nietvorrichtungen reservirt bleibt, während die andere die sonstigen pneumatischen Werkzeuge bedient. Die zur Zeit im Betriebe befindlichen Werkzeuge sind in nachfolgender Zusammenstellung aufgeführt:

Bohrmaschinen.

3 Brustbohrer, Gr. Lochdurchm. 16 mm.
1 Kreise-Bohrer, Gr. Lochdurchm. 76 mm.
2 Sechscylinder Kolbenbohrer, Gr. Lochdurchm. 50 mm.
3 Whitslaw Zweicylinder Kolbenbohrer
  1 Stück, gr. Lochdurchm. 76 mm.
  2 Stück, gr. Lochdurchm. 25 mm.
22 Bohrer, Gr. Lochdurchm. bis 38 mm, hauptsächlich zum Versenken benützt.
61 Boyer Dreicylinder Kolbenbohrer.
  57 Stück grosse Bohrer bis 50 mm Durchm. und mit Vorgelege bis 100 mm Durchm.
  41 Stück kleine Bohrer bis 38 mm Durchm.

Verstemm- und Meisselhämmer.

16 Stück Meisselhämmer.
38 Stück Boyer-Hämmer, Kolben-Durchm. 27 mm, Hub 76 mm.

Nieter.

2 Stück Caskey-Nieter. Armlänge 1,068 m, für Nieten bis 28 mm Durchm.
1 Stück Caskey-Nieter. Armlänge 1,068 m, gr. Nietdurchm. 22 mm.
2 Stück Caskey-Nieter. Armlänge 300 mm, gr. Nietdurchm. 22 mm.
9 Boyer-Niethämmer. Kolben-Durchm. 33 mm, Hub 126 mm, gr. Nietdurchm. 25 mm.
2 Boyer-Niethämmer. Kolben-Durchm. 44 mm, Hub 150 mm, gr. Nietdurchm. 31 mm.
26 Boyer grosshübige Niethämmer, Kolben-Durchm. 27 mm, Hub 230 mm, gr. Nietdurchm. 22 mm.
2 grössere Vorhalteeinrichtungen zum Nieten mit Hämmern.
39 kleinere Vorhalteeinrichtungen zum Nieten mit Hämmern.

VII. Aenderungen und Vermehrungen der elektrischen Kraftquellen in der Kraft-Centrale.

Alle Kraft- und Licht-Dynamos No. 1 bis 7 incl., (Fig. 4), welche durch Westinghouse-Maschinen getrieben werden, sollen mit diesen Maschinen aus der Centrale entfernt werden.

Die Dynamos No. 10 und 11 (Fig. 4) werden in den Anbau der Centrale gebracht, wie die Dynamos No. 4 und 5.

Folgende neue Dynamos werden im Anbau der Centrale aufgestellt:

Dynamos No. 1, 2 und 3.

Drei gewöhnliche Maschinen — 12 Pole — 600 Kilowatt — 120 Touren — 250 Volt direkt gekuppelt mit einer Mc. Intosh and Seymour-Vertikal-Compound-Maschine; Cyl.-Durchm 557 mm und 1114 mm, Hub 912 mm.

Dynamos No. 6 und 7.

Zwei Crocker-Wheeler Maschinen — 6 Pole — 125 Kilowatt — 250 Touren — 125 Volt direkt gekuppelt mit einer Ball and Word Tandem-Compound-Maschine. Cyl.-Durchm. 381 mm und 787 mm, Hub 407 mm.

Nach Aufstellung aller jetztgenannten Dynamomaschinen werden an Stelle von Dampfmaschinen folgende Elektromotoren installirt:

Spanten-Schuppen. (No. 8.)
Ein 28 PS Motor für die Transmission.

Ausrüstung-Werkstatt. (No. 23.)
Ein 45 PS Motor für die Transmission

Maschinenbau-Werkstatt. (No. 24.)

2—60 PS Motoren im Erdgeschoss, einer unter jeder Gallerie zum Transmissionsantrieb.

2—30 PS Motoren, einen auf jeder Gallerie für die Transmission.

Schiffs- und Modelltischlerei. (No. 26.)

Ein 75 PS oder 100 PS Motor im ersten Stock für die Transmission.

Ein 45 PS Motor im ersten Stock zum Betrieb eines Sägespangebläses;

Ein 45 PS Motor im zweiten Stock für die Transmission.

Ein 45 PS Motor im dritten Stock für die Transmission.

Die folgenden Motoren werden zum Betriebe der elektrischen Dockpumpen (Fig. 6) für die Trockendocks No. 1 und No. 2 dienen:

Zwei gewöhnliche Maschinen — 10 Pole — 700 Kilowatt — 115 Touren — 550 Volt zum Betriebe der Hauptpumpen.

Ein Motor von 250 PS, 220 Volt, zum Betrieb der Drainagepumpe.

VIII. Elektrische Beleuchtung.

Die elektrische Beleuchtung der Werft und ihrer Gebäude umfasst 140 Bogenlampen von je etwa 1500 Kerzen und 3200 Stück 16-kerzige Glühlampen. Für die elektrische Energie von 150 Volt Spannung sorgen die Dynamos No. 9 und No. 11, aufgestellt in der Kraft-Centrale (Fig. 4).

Dynamo No. 9.

Ein gewöhnlicher Marine-Dynamo, — 65 Kilowatt — 280 Touren — 110 Volt, direkt gekuppelt mit einer Vertikal-Compoundmaschine; Cyl.-Durchm. 276 und 457 mm, Hub 203 mm.

Dynamo No. 11.

Ein Dynamo — 75 Kilowatt — 270 Touren — 110 Volt, direkt gekuppelt mit einer sogenannten Ideal-Maschine. Cyl.-Durchm. 356 mm, Hub 356 mm.

Wenn keine dieser Maschinen läuft, dient Dynamo No. 8, einschl. No. 4 zur Beleuchtung der Kraft-Centrale No. 13.

Dynamo No. 8.

Ein gewöhnlicher Marine-Dynamo, — 6 Kilowatt — 600 Touren — 110 Volt, direkt gekuppelt mit einer Vertikalmaschine; Cyl.-Durchm. 114 mm, Hub 100 mm.

Zur Beleuchtung der im Bau befindlichen Schiffe dienen 300 bis 900 Stück 16-kerzige Glühlampen, gespeist durch die Dynamos No. 3, 4 und 5, welche in der Kraft-Centrale (Fig. 4) stehen:

Dynamos No. 3, 4 und 5.

Drei Leomis-Zweipol-Dynamos — 35 Kilowatt — 1100 Touren 110 Volt getrieben durch Maschine No. 2, Westinghouse-Typ; Cyl.-Durchm. 279 und 507 mm, 304 mm Hub, 290 Touren pro Minute.

IX. Einrichtungen der sonstigen Gebäude und Werkstätten.

Haupt-Verwaltungsgebäude (No. 1).

Das Hauptverwaltungsgebäude ist aus Ziegeln erbaut, hat 3 Stockwerke und besitzt 12,44 m × 61,20 m Grundfläche. Es enthält die Räume für die Betriebs-Abtheilung, die Materialien-Abtheilung und die Kalkulations-Abtheilung, ferner Zimmer für die Baubeaufsichtigenden der Regierung und die Zeichensäle. (Schiffbau und Maschinenbau, sowie Zeichensäle der Baubeaufsichtigung.)

Photographisches Atelier und Lichtpauserei (No. 2).

Ein einstöckiges, hölzernes Gebäude von 6,46 × 11,09 m Grundfläche, eingerichtet für Blaupauserei, Photographie u. s. w.

Verzinkerei (No. 3).

Ein einstöckiges, hölzernes Gebäude von 8,33 × 13,01 m Grundfläche, welches 2 Galvanisir-Tröge enthält.

Emaillir-Werkstatt (No. 4).

Ein einstöckiges, hölzernes Haus von 12,19 × 7,77 m Bodenfläche mit einem Troge und einem Ofen zum Emailliren von Rohren nach dem „Sabin"-Verfahren.

Beize-Tanks und Stahllager (No. 5).

Die Reinigungstanks enthalten theils Säure, theils Wasser, die Materialreinigung wird durch eine elektrisch betriebene vertikale Maschinenbürste besorgt.

Die Profilmateriallager (Fig. 1) sind mit den Plattenlagern zu beiden Seiten der Normal- und Weitspurbahn angelegt, welche von den Beize-Tanks und Materialständen nach den Schiffbauwerkstätten und Hellingen führen. Alle Platten liegen im Bereich der Krane, welche auf diesen Strecken laufen (siehe Transport des Materials auf dem Nordtheile der Werft). Die Winkel- und Profilstahle können auf ihren Stapelplätzen nur von Hand transportirt werden.

Balkenschmiede.

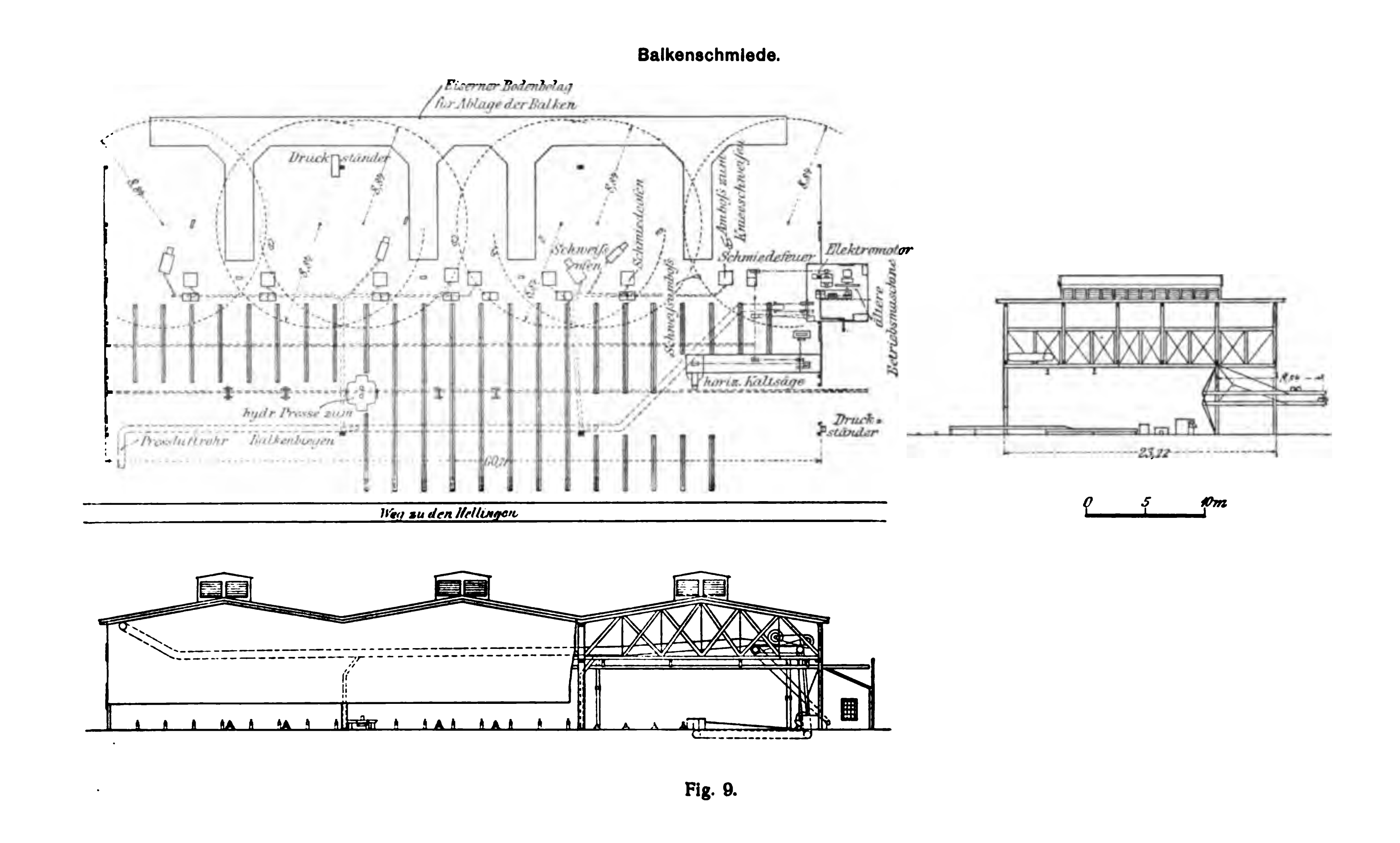


Fig. 9.

Schiffsschmiede.

Fig. 10.

Balkenschmiede (No. 6).

In diesem Gebäude werden die Balken gebogen, mit Knieen versehen, genietet u. s. w. Die Einrichtung desselben ist aus Fig. 9 ersichtlich. Seine Ausstattung besteht aus 4 Glühöfen, mehreren Schmiedefeuern zur Herstellung der Balkenkniee und folgenden Werkzeugmaschinen.

1 hydraulische Biegepresse (Für 105 kg/qcm. Druck).

1 horizontale Stanze, Tiefe der Einkehlung 380 mm, locht 20 mm dicke Platten. Gr. Loch-Durchm. 38 mm.

1 Schleifstein, Durchm. 1070 mm, Breite 150 mm.

1 Doppelstanze. Direkt angetrieben durch eine Dampfmaschine von 140 mm Cyl.-Durchm., 180 mm Hub. Tiefe der Einkehlung 915 mm, stanzt 22 mm Löcher in 16 mm Platten.

1 Kalt-Säge. Durchm. 975 mm.

Die Balken, welche im Glühofen oder auf den Schmiedefeuern bearbeitet werden, können durch einen 2 ts Kran und einen zweiräderigen Handwagen, die kürzeren Balken (bis 10 m Länge durch die Krane allein bewegt werden. Vor den Stanzen und der Biegemaschine werden die Balken an Laufkatzen von 2 ts Tragfähigkeit bewegt, welche auf Hängegeleisen laufen; sowie durch Schlitten, die auch zur Beförderung der fertigen Balken nach den Wagen dienen, mit denen sie zur Helling transportirt werden.

Die Transmission dieser Werkstatt wird durch einen 25 PS Dynamo bewegt. Das Gebläse für die Feuer der Balkenschmiede versorgt auch diejenigen in der Schiffsschmiede.

Schiffsschmiede (No. 7).

Die allgemeine Einrichtung dieser Werkstatt einschliesslich eines grossen Nietenlagers ist aus Fig. 10 zu ersehen. Die Schmiede enthält 34 Feuer und einen Glühofen. Neuerdings ist auch ein elektrisch betriebener Schmiedehammer von folgenden Abmessungen aufgestellt, welcher durch einen $5^1/_2$ PS Keystone-Motor angetrieben wird.

Gewicht des Rammklotzes 34 kg

Geschätzte Kraft des Schlages 200 kg

Hub des Rammklotzes 1,775 m.

Das Material wird durch neun 2 ts Handkrane (incl. eines solchen im Nietenmagazin) und durch zwei 2 ts Krane (No. 1 und 2) bewegt.

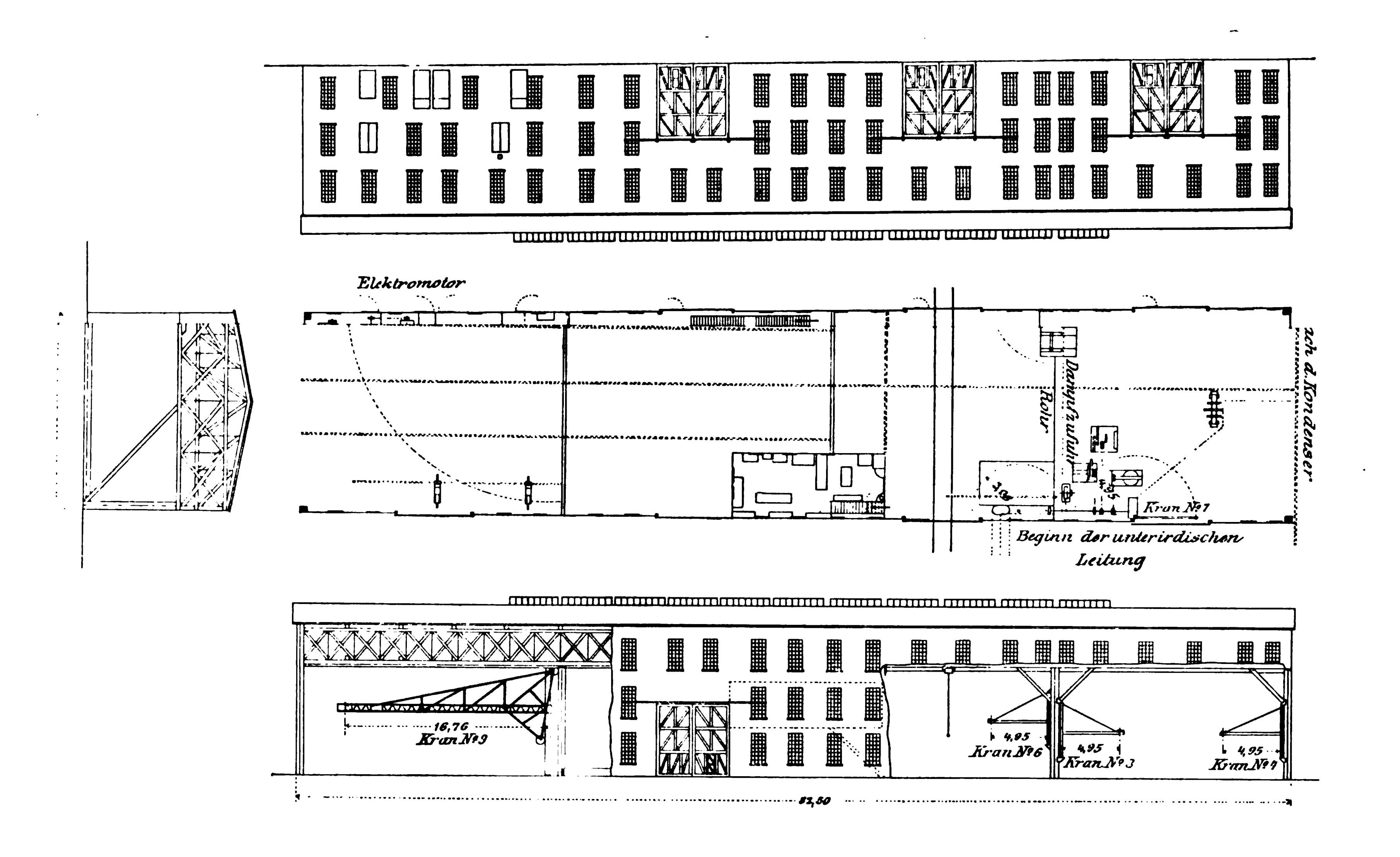
Spantenschuppen (No. 8).

Die Anlage der Werkstatt einschliesslich einer Werkzeug-Schleiferei, einer Schraubenschmiede, verschiedener Werkzeug- und Material-Magazine u. s. w. erhellt aus Fig. 11. Die in No. 10 gebogenen Spanten werden hier gestanzt, mit den Gegenspanten vernietet und zur Montage fertig gemacht; auch die Bodenstücke, Längsspanten, Schotten, u. s. w. werden in dem Raume zusammengelegt. Das Material wird an den Werkzeugmaschinen der östlichen Seite des Gebäudes durch 2 ts Kräne (No. 1 bis 8 incl.) und durch 3 ts Laufkatzen bewegt, welche das ganze Gebäude durchfahren und auch den Haupttransport von der östlichen Seite nach der gegenüberliegenden Seite nahe den Hellingen besorgen. Auf dieser Seite werden die Spanten entweder durch feste hydraulische Nieter oder durch transportable hydraulische und pneumatische Apparate zusammengenietet. Die transportablen Nietapparate werden durch 5 ts Krane (No. 9, 10 und 11) verschoben.

In den letzten Monaten sind verschiedene neue elektrisch angetriebene Stanzen aufgestellt worden, ausserdem wurde die Transmissionsdampfmaschine gegen einen 22 PS Dynamo ausgewechselt.

Die Werkzeugmaschinen des Spantenschuppens bestehen aus:

1. Spiralbohrer-Schleifmaschine, schleift bis 50 mm Durchm.
2. Nasse Schmirgel-Schleifsteine für Werkzeuge. Durchm. 660 mm; Breite 76 mm.
3. u. 4. Nasse Schmirgel-Schleifsteine für Werkzeuge. Durchm. 660 mm; Breite 100 mm.
5. u. 6. Trockene Schmirgel-Schleifsteine. Durchm. 560 mm; Breite 150 mm.
7., 8., 9., 10. u. 11. Schleifsteine. Durchm. 1070 mm; Breite 150 mm.
12. 25 mm doppelter Schraubenschneider. Gewinde von 6 mm bis 25 mm Durchm.
13. 32 mm Vierspindel-Mutterngewindeschneider, schneidet von 6 mm bis 25 mm Durchm.
14. 25 mm einfacher Schraubenschneider für Gewinde von 6 mm bis 25 mm Durchm.
15. 25 mm Kopfschraubenschneider für Gewinde von 6 mm bis 25 mm Durchm.
16., 17. u. 18. Hydraulische Biegepresse (Für 52,5 kg/qcm Druck.)
19. 610 mm kombinirte Stanze und Scheere, direkt durch eine Dampfmaschine angetrieben; Cyl.-Durchm. 140 mm; Hub 280 mm; Tiefe der Einkehlung


Elektromotor
ach d. Kondenser
Dampfzufuhr
Rohr
Kran No 1
Beginn der unterirdischen
Leitung
16,76
Kran No 9
4,95
Kran No 6
4,95
Kran No 3
4,95
Kran No 4
83,50

Ch. 458 a.

für Stanze und Scheere 610 mm; schneidet 16 mm Blech und stanzt 22 mm Löcher in 16 mm Blech.

20. Horizontalstanze, direkt durch einen 5 PS Elektromotor angetrieben. Tiefe der Einkehlung 510 mm; stanzt 28 mm Löcher durch 22 mm Blech.

21. Doppelte Winkeleisenscheere, direkt durch einen 5 PS Elektromotor angetrieben; schneidet Winkel vom Profil 180 × 180 × 25 mm.

22. Scheere, direkt getrieben durch eine Dampfmaschine von 152 mm Cyl.-Durchm. und 250 mm Hub. Tiefe der Einkehlung 830 mm; schneidet 25 mm Platten.

23. Kombinirte Stanze und Scheere, direkt getrieben durch eine Dampfmaschine, Cyl.-Durchm. 140 mm; Hub 275 mm. Tiefe der Einkehlung für Stanze und Scheere 920 mm; schneidet 16 mm Blech und stanzt 22 mm Löcher in 16 mm Blech.

24. Doppelte Stanze, direkt getrieben durch eine Dampfmaschine, Cyl.-Durchm. 140 mm; Hub 275 mm; stanzt 22 mm Löcher durch 16 mm Platten, Tiefe der Einkehlungen 915 mm.

25. Z-Profilscheere, direkt getrieben durch eine Dampfmaschine; Cyl.-Durchm. 210 mm, Hub 280 mm; schneidet Z-Profile von 90 × 150 × 90 × 16 mm.

26. u. 27. doppelte Winkelprofil - Stanze, direkt angetrieben durch eine Dampfmaschine, Cyl.-Durchm. 140 mm; Hub 280 mm. Tiefe der Einkehlung 410 mm; stanzt 28 mm Löcher in 25 mm Platten.

28. Hydraulische Mannlochstanze. (Für 52,5 kg/qcm und 105 kg/qcm Druck.) Stanzt Mannlöcher 460 × 690 mm durch 20 mm Platten.

29. Doppelte Winkelprofil-Scheere, schneidet Winkel von 150 × 150 × 13 mm.

30. Horizontal - Winkelprofilstanze, Tiefe der Einkehlung 200 mm; stanzt 26 mm Löcher durch 20 mm Platten.

31. Stanze, Tiefe der Einkehlung 610 mm; stanzt 20 mm Löcher durch 13 mm Platten.

32. Schleifstein, Durchm. 1070 mm; Breite 150 mm.

33. Radial-Versenkbohrmaschine mit Tisch.

34. Hydraulischer Nieter. (Für 52,5 kg/qcm Druck.) Armlänge 814 mm; für Nieten bis 32 mm Durchm.

35. Hydraulischer Nieter. (Für 52,5 kg/qcm Druck.) Armlänge 814 mm; für Nieten bis 32 mm Durchm., 1 transportabler hydraulischer Nieter. Armlänge 190 mm; für Nieten bis 25 mm Durchm.

Schiffbauschuppen mit Schnürboden. (No. 9.)

Die allgemeine Einrichtung der Schiffbau-Werkstatt (incl. Schnürboden) ist aus Fig. 12 zu ersehen. Das Material wird vor den Werkzeugmaschinen durch hydraulische Krane von 3 ts bis 5 ts Tragfähigkeit und durch Laufkatzen von 3 ts Tragfähigkeit bewegt. Durch die Werkstatt wird es auf Handwagen transportirt. Die Krane im Schiffbauschuppen sind folgende:

13—3 ts Kolben-Ausleger-Krane (No. 5—18, excl. No. 10). (Für 52,5 kg/qcm Druck.)

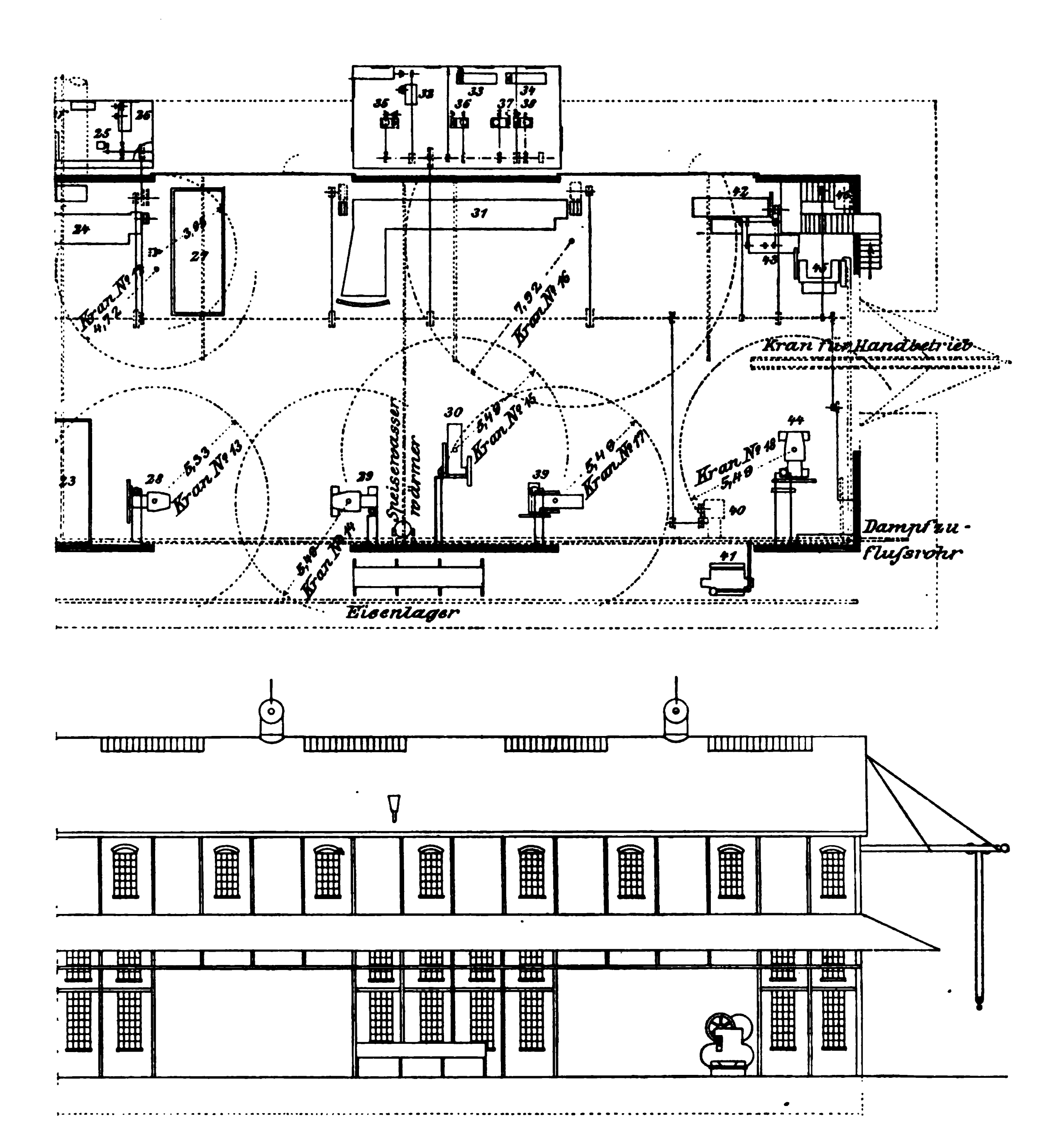
4—5 ts Kolben-Ausleger-Krane (No. 2, 3, 4 und 10). (Für 52,5 kg/qcm Druck; Kran No. 2 und 4 auch für 105 kg/qcm Druck.)

1—2 ts Ausleger-Kran (No. 1).

1—1 t Handflaschenzug.

Die Transmission für die Werkzeugmaschinen dieser Werkstatt wird von einem 65 PS Einpolmotor angetrieben. Die darin befindlichen Werkzeugmaschinen sind in folgender Zusammenstellung enthalten.

1. Schleifstein, Durchm. 1100 mm, Breite 150 mm.
2. Universal-Horizontalbohrer, bohrt Löcher bis zu 75 mm Durchm.
3. Hydraulische Plattenbiege-Walzen (52,5 kg/qcm und 105 kg/qcm Druck). Antrieb durch eine 2 cyl. einf. Expans.-Maschine mit Umsteuerung, Cyl.-Durchm. 457 mm, Hub 407 mm. Länge der Walzen 9,70 m; biegt kalte Platten von 35 mm bis zu 915 mm Radius.
4. Tragbare Bohrmaschine, bohrt Löcher bis zu 30 mm Durchm.
5. Plattenschärfmaschine, hobelt Platten bis zu 2,0 m Breite.
6. Horizontal-Versenkbohrer mit Tisch.
7. Vertikal- " " "
8.—11. Radialbohrmaschinen, 1,40 m Ausladung.
12. Tragbarer Bohrer, bohrt Löcher bis zu 34 mm Durchm.
13. 1070 mm Doppelstanze. (Direkter Dampfmaschinen-Antrieb, Cyl.-Durchm. 150 mm, Hub 280 mm.) Tiefe der Einkehlung 1070 mm, stanzt 30 mm Löcher durch 25 mm Platten.
14. Glätt-Walzen. (Maschinenantrieb, 2 cyl. einf. Expans.-Maschine mit Umsteuerung, Cyl.-Durchm. 150 mm, Hub 204 mm, Walzenlänge 2,855 m, streckt Platten von 4 mm bis 25 mm Dicke.)
15. Plattenhobelmaschine, hobelt 10,0 m lange Platten bis 25 mm Dicke.
16. Vertikalversenkbohrer mit Tisch.



Kran für Handbetrieb
Speisewasser wärmer
Dampfzufluſsrohr
Eisenlager

17. Rohr-Gewindeschneidemaschine, schneidet Gewinde auf Rohre von 5 mm bis 25 mm Durchm., wird gebraucht beim Bau von Treppen, Grätings etc.
18. Doppelstanze. Antrieb direkt durch eine Dampfmaschine von 153 mm Cyl.-Durchm., Hub 280 mm. Tiefe der Einkehlung 1070 mm, stanzt 33 mm Löcher in 25 mm Platten.
19. Schleifstein 1070 mm Durchm. und 150 mm Breite.
20. Plattenbiegewalze Antrieb 2 einf. Exp.-Maschinen mit Umsteuerung. Eine Maschine 250 mm Cyl.-Durchm. und 305 mm Hub. Die andere 153 mm Cyl.-Durchm. und 250 mm Hub, Länge der Walzen 4,75 m, biegt Platten in kaltem Zustande bis 915 mm Radius.
21. Radialbohrmaschine mit Versenker und Tisch.
22. Horizontalwinkelstanze, Tiefe der Einkehlung 100 mm, stanzt 27 mm Löcher durch 16 mm Platten.
23. Radialbohrmaschine mit Versenker und Tisch.
24. Plattenhobelmaschine. Hobelt 4,5 m lange Platten bis 38 mm Dicke.
25. Spiralbohrer-Schleifstein. Schleift bis zu 50 mm Durchm.
26. Nasser Schmirgel-Schleifstein für Werkzeuge. 660 mm Durchm. Breite 100 mm.
27. Radialversenkbohrer und Tisch.
28. Stanze. Direkter Dampfantrieb mittelst Maschine von 200 mm Cyl.-Durchm., 254 mm Hub, Tiefe der Einkehlung 760 mm, stanzt 75 mm Löcher in 18 mm Platten.
29. Scheere. Direkter Antrieb durch eine Dampfmaschine von 150 mm Cyl.-Durchm., Hub 250 mm, Tiefe der Einkehlung 840 mm, schneidet 32 mm Platten.
30. Stanze. Direkter Antrieb durch eine Dampfmaschine von 150 mm Cyl.-Durchm., 200 mm Hub, Tiefe der Einkehlung 1000 mm, stanzt 38 mm in 32 mm Platten.
31. Platten-Hobelmaschine. Hobelt 6,10 m lange Platten bis 38 mm Dicke.
32. Shaping-Maschine von 420 mm Hub.
33. Drehbank von 500 mm Spitzenhöhe.
34. Drehbank von 380 mm Spitzenhöhe.

35—38. Handbohrknarren für Löcher bis 20 mm Durchm. Bohrhöhe 400 mm.

39. Scheere. Direkter Maschinenantrieb; 183 mm Cyl.-Durchm., 244 mm Hub. Tiefe der Einkehlung 1020 mm, schneidet 45 mm Platten.
40. Bandsäge. Raddurchmesser 1,07 m.

41. Doppel-Winkelscheere. Direkter Dampfantrieb 183 mm Cyl.-Durchm.; 244 mm Hub. Schneidet Winkel 250×150×35 mm.
42. Kaltsäge. Blattdurchm. 610 mm.
43. Automatische Sägeblatt-Schleifmaschine. Schleift bis zu 900 mm Länge.
44. Stanze. Direkter Antrieb durch eine Dampfmaschine von 200 mm Cyl.-Durchm., 280 mm. Hub Tiefe der Einkehlung, stanzt 75 mm Löcher in 18 mm Platten.
45. Fallscheeren. Direkter Antrieb durch eine Dampfmaschine von 90 mm Cyl.-Durchm.; 280 mm Hub. Länge der Schnittfläche 1420 mm, schneidet 22 mm Platten.
46. Schleifstein. 1,07 m Durchm., Breite 150 mm.

Ein schottischer Kessel, in der Glühofen-Anlage aufgestellt, liefert den Dampf für alle Maschinen, welche Werkzeugmaschinen treiben, sowohl in No. 9 Schiffbau, als auch No. 8, Spantenschuppen. (Dieser Kessel versorgte früher auch die Maschine für die Wellenleitung in No. 6 (Balkenschmiede) mit Dampf. Doch ist diese Maschine jetzt durch einen Elektromotor ersetzt.)

Die Hauptabmessungen des Kessels sind: Hauptdurchmesser 3,66 m, Länge 3,35 m, 2 Feuerungen, Innendurchm. 0,99 m, Heizfläche 83,24 qm, Rostfläche 3,53 qm, Dampfdruck 5,95 kg/qcm.

Glühofen-Anlage No. 10.

Die allgemeine Einrichtung ist aus Fig. 13 ersichtlich.

Das Inventar dieser Werkstatt umfasst:

1 grossen Platten-Glühofen, Länge 4,10 m, Breite 1,78 m.
1 kleinen Platten-Glühofen, Länge 3,10 m, Breite 0,78 m.
1 Glühofen für Profilstahle, Länge 14,0 m, Breite 0,570 m.
1 offenes Feuer.
1 Gebläse, angetrieben von der Maschine in Werkstatt No. 9, Schiffbauschuppen, Länge 5,6 m, Breite 0,51 m. (Zur Bewegung der Werkstücke ist hier ein 3 ts Kolben-Ausleger-Kran vorhanden, für 52,5 kg/qcm hydraulischen Druck.)
1 hydraulische Schmiegemaschine, 105 kg/qcm Druck, Länge 5,35 m.

Schmiede für Maschinenbau No. 11.

Die allgemeine Einrichtung ist aus Fig. 14 ersichtlich. Die Werkstatt enthält 52 Schmiedefeuer, 2 kleine und einen grossen Glühofen. Die Ausstattung an Werkzeugmaschinen ist folgende:

Glühofen-Anlage.

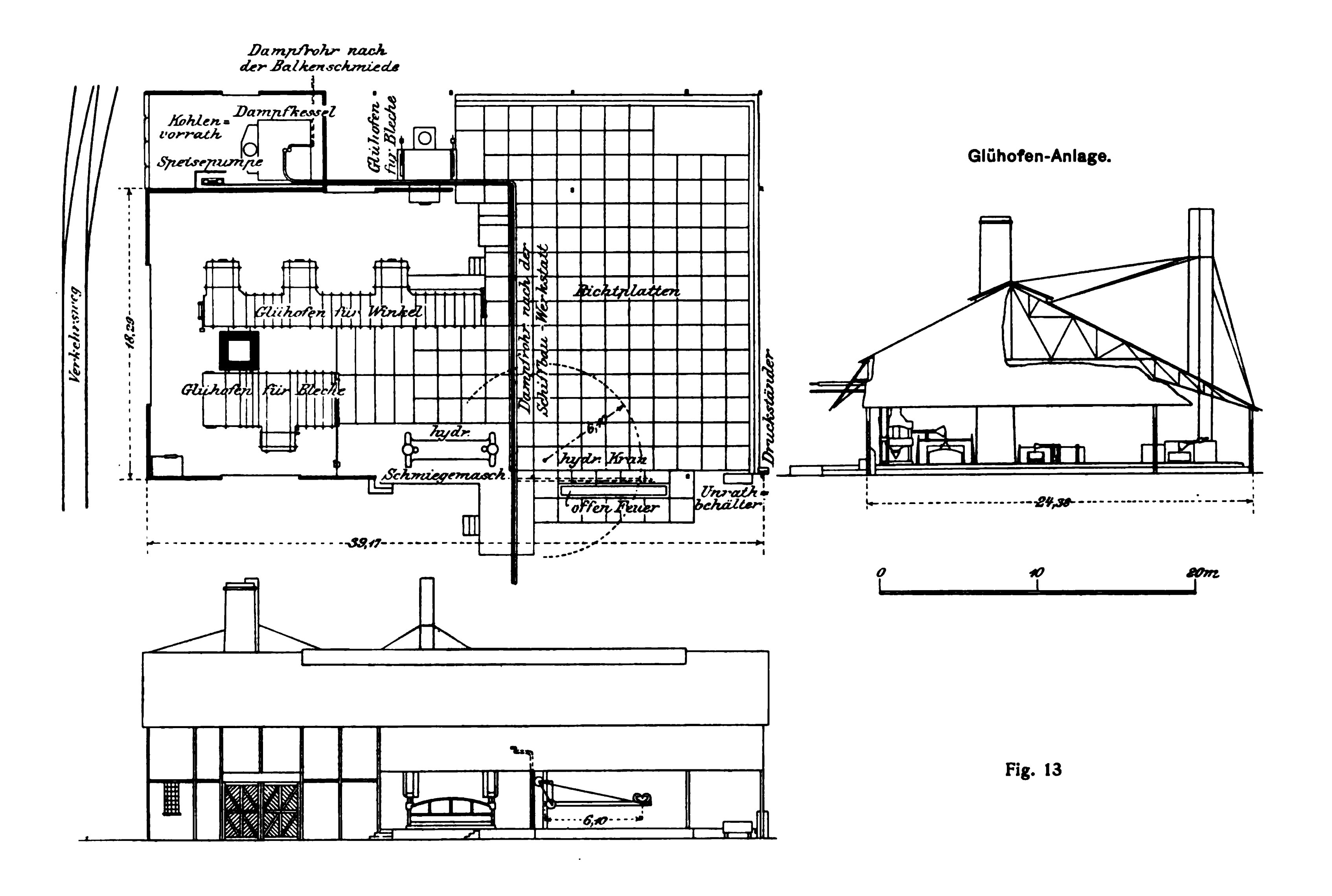


Fig. 13

3-300 kg Dampf-Hämmer (No. 1, 6, 7), Hub 455 mm.
3-400 kg Dampf-Hämmer (No. 2, 8, 9), Hub 660 mm.
2-5500 kg Dampf-Hämmer (No. 3 und 10), Hub 915 mm.
1-1250 kg Dampf-Hammer (No. 4), Hub 915 mm.
1-3000 kg Dampf-Hammer (No. 5), Hub 1070 mm.

1. 1 Profil-Scheere. Direkter Dampf-Antrieb, 254 mm Cyl.-Durchm. 300 mm. Hub, schneidet Eisen von 100 mm im Quadrat.
2. 1 Maschine zum Schmieden von Bolzen mit Kopf schmiedet Bolzen von 5 mm bis 38 mm Durchm.
3. 1 Schleifstein 1070 Durchm. Breite 150 mm.

Die Werkstücke werden unter den Dampfhämmern, bei den Schmiedefeuern und den Glühöfen mit Kranen von folgenden Dimensionen gehandhabt:
13 Stück 250 kg Auslegerkrane (No. 1, 2, 3, 4, 7, 10, 11, 16, 17, 18, 20, 21, 26).
11 Stück 2 ts Auslegerkrane (No. 5, 6, 8, 9, 12, 19, 22, 23, 24, 25, 27).
2—5 ts Laufkrane (No. 13, 14) (52,5 kg/qcm hydraulischen Druck).
1—15 ts Laufkran (No. 15) (52,5 kg/qcm hydraulischen Druck).

Die Wellenleitung für die Bolzenschmiede und den Schleifstein wird angetrieben von einem 10 PS Westinghouse-Motor. Der Wind für die Feuer dieser Werkstatt wird von einem Gebläse in der Kraft-Centrale geliefert, welches von einem mehrpoligen 38 PS Leomis-Zweipol-Motor direkt angetrieben wird.

Ein von aussen gefeuerter Kessel, der über dem grossen Glühofen steht, versorgt einen Theil der mit Dampf getriebenen Werkzeugmaschinen dieser Werkstatt. Der grössere Theil des Dampfes kommt aus einem Kessel der Kraft-Centrale No. 13.

Die Abmessungen dieses Kessels sind:

Mittlerer Durchm. 1,40 m. Ganze Länge 5,26 m. Heizfläche 57,02 qm. Rostfläche 1,55 qm. Dampfdruck 4,57 kg/qcm.

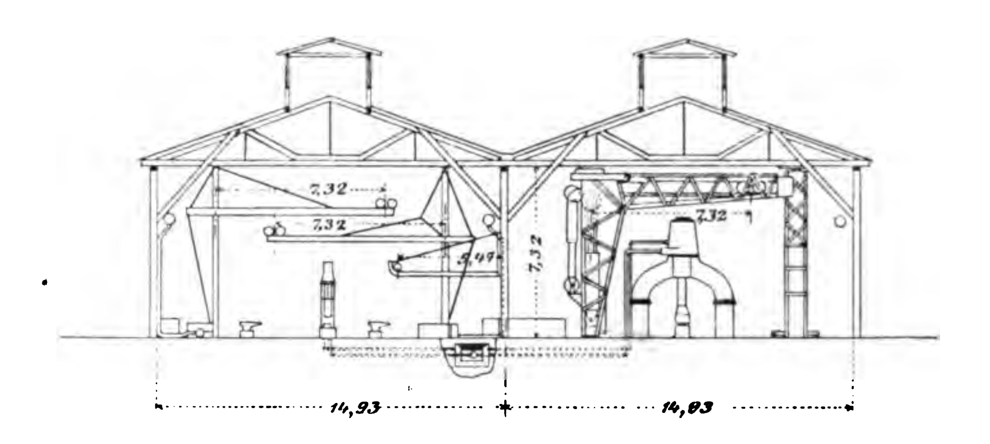
Kesselschmiede. (No. 12.)

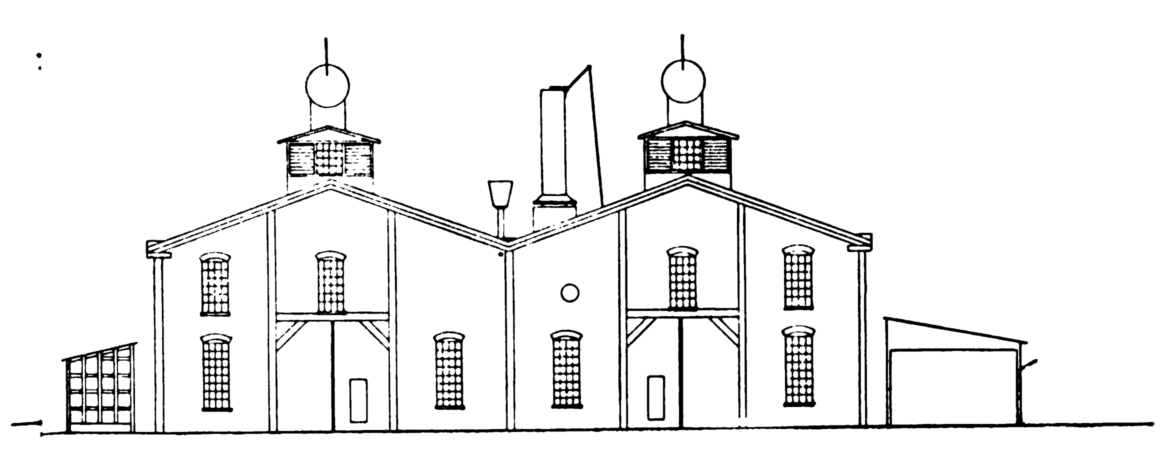
Allgemeine Anlage s. Fig. 15.

Auf der Süd-Seite der Werkstatt, wo die Kessel zusammengesetzt und genietet werden, handhabt man die Platten mit einem 30 ts elektrischen und einem 40 ts hydraulischen Laufkrane.

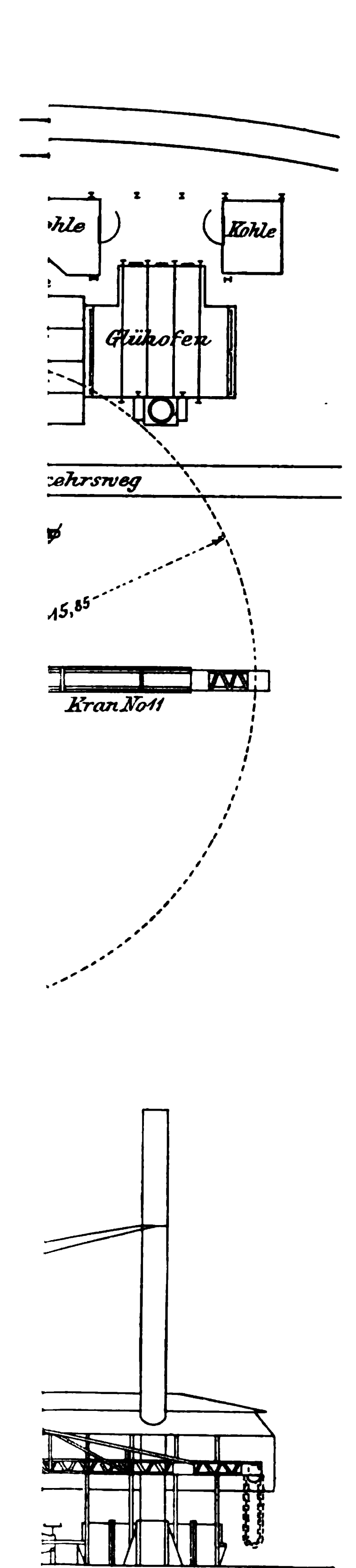
Auf der Nordseite, wo nur kleinere Gewichte zu heben sind, geschieht dies durch einen 15 ts hydraulischen Laufkran und Auslegerkrane folgender

Schmiede für Maschinenbau.





Ch.


Kohle
Glühofen
15,85
Kran No 11

Tragfähigkeit:

1 Stück 1 t Auslegerkran (No. 1),
3 „ 2 ts „ (No. 2, 3, 9),
7 „ 5 ts „ (No. 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11).
(Für 52,5 kg/qcm hydraulischen Druck).

Die Transmission für eine Anzahl der Werkzeugmaschinen in dieser Werkstatt wird durch einen 60 PS Motor angetrieben. An Werkzeugmaschinen sind in der Kesselschmiede folgende aufgestellt:

1., 2., 3. Tragbare Bohrmaschinen. Bohren bis 30 mm Durchm.

4., 5., 6., 7. Radial-Bohrmaschinen von 1,5 m Armlänge. Bohren Löcher bis zu 125 mm Durchm.

8. Horizontal-Bohrmaschinen. Der Bohrer reicht nach jedem Punkt einer 4,88 m hohen und 6,10 m langen Fläche. Durchm. des grössten Bohrers 86 mm.

9. Multiplex-Bohrmaschine. 4 Bohrer. Löcher bis zu 26 mm Durchm. durch 50 mm Platten.

10. Vertikale Platten-Biegewalze. Direkter Dampfantrieb durch zwei liegende einf. Exp.-Maschinen mit Umsteuerung. Eine Maschine hat 254 mm Cyl.-Durchm. und 305 mm Hub, die andere 100 mm Cyl.-Durchm. und 150 mm Hub.
Länge der Walzen 3,00 m. Die Maschine biegt kalt 34 mm Platten bis zu 100 mm Radius.

11. Hydraulische Nietmaschine. Für 52,5 kg/qcm und 105 kg/qcm hydraulischen Druck. Tiefe der Einkehlung 253 mm, nietet 38 mm Nieten durch 82 mm Bleche.

12. Schrauben-Börtelmaschine. Länge 3,0 m.

13. Hydraulische Börtelmaschine. (Für 105 kg/qcm Druck). Tiefe der Einkehlung 4,2 m; arbeitet Flansche für Oeffnungen von 1200 mm Durchm. bei 20 mm Platten.

14. Scheere. Tiefe der Einkehlung 686 mm, schneidet 32 mm Bleche.

15. Mannloch-Schneider. 1090 mm Einkehlung, schneidet bis zu 915 mm Durchm.

16. 17. Tragbare Bohrmaschinen, bohren bis 32 mm Durchm.

18. Platten-Hobelmaschine, hobelt Platten von 6,86 m Länge bis zu 50 mm Dicke.

19. Schrauben-Börtelmaschine. Länge = 3,70 m.

20. Stanze, stanzt 26 mm Löcher durch 20 mm Platten. Einkehlungstiefe 710 mm.

Schiffszimmerei, Segelmacherei, Taklerei und Klempnerei.

Fig. 16.

21. Schleifstein. 1090 mm Durchm., 150 mm Breite.
22. Horizontal-Stanze. Einkehlungstiefe 280 mm, stanzt 32 mm Löcher durch 25 mm Bleche.
23. Vereinigte Stanze und Scheere. Einkehlungstiefe 535 mm, stanzt 20 mm Löcher durch 13 mm Platten und schneidet 13 mm Bleche.
24. Plattenbiege-Maschine. Direkter Dampf-Antrieb. 150 mm Cyl. Durchm., 250 mm Hub. Walzenlänge 6,86 m, biegt kalt 10 mm Platten auf 250 mm Radius.
25. Spannwalze. Länge der Walzen 1,68 m, spannt Platten von 6—13 mm.

Eine tragbare hydraulische Nietmaschine. Für 105 kg/qcm Druck. Einkehlungstiefe 305 mm, nietet bis 26 mm Nieten.

Eine tragbare hydraulische Nietmaschine. Für 105 kg/qcm Druck. Einkehlungstiefe 810 mm, nietet bis 30 mm Nieten.

Schiffszimmerei, Segelmacherei, Taklerei und Klempnerei (No. 10).

Allgemeine Anlage der Werkstatt (einschl. Segelmacherei, Taklerei und Klempnerei) zeigt Fig. 16. Die Werkstücke werden mit einem 2 ts Handlaufkrane bewegt. Die Transmission wird von einer liegenden Einf. Exp.-Dampfmaschine angetrieben, 305 mm Cyl. Durchm., 915 mm Hub. Es kommen folgende Werkzeugmaschinen zur Verwendung:

1. Schleifstein. 1070 mm Durchm., 150 mm Breite.
2. Daniel'sche Hobelmaschine, Weite zwischen den Backen 915 mm, Tischlänge 7,93 m.
3. Kreuzschnitt- und Schlitz-Kreissäge, sie hat zwei Sägeblätter mit auswechselbaren Zähnen, Sägendurchmesser: 605 mm, 763 mm, 915 mm, und 1020 mm.
4. Nietscheere, schneidet Nieten von 6 mm bis 28 mm Durchm.
5. 6. Schleifsteine. 1070 mm Durchm., 150 mm Breite.
7. Pendel-Säge. Dieselbe kann vorwärts und rückwärts um je 45° geneigt werden.
8. Trockener Schmirgelschleifstein. 250 mm Durchm., Breite 5 mm. Wird fast nur als Sägeschleifstein gebraucht.

In der Reparatur-Werkstatt für den Werftbetrieb stehen folgende Werkzeugmaschinen:

9. Rohrschneider, schneidet Rohre von 12 mm bis 90 mm Durchm.
10. Tragbare Bohrmaschine, bohrt bis zu 63 mm Durchm.

In der Klempnerei sind die nachstehend angegebenen Werkzeugmaschinen aufgestellt:

11. Falz-Maschine, falzt bis 200 mm Länge, bis 3 mm Dicke.
12. Handhebel-Bohrmaschine, bohrt bis 20 mm. Durchm. Bohrhöhe 400 mm.
13. 1,37 m Vierkantscheere, schneidet bis 1,37 m Länge und 3,5 mm Dicke.
    3 Stück 1060 mm Biegewalzen, walzen Bleche bis 1060 mm Länge und 3 mm Dicke zu Cylindern von 88 mm Durchm.
    2 Stück 965 mm Biegewalzen, walzen Bleche bis 965 mm Länge und 0,5 mm Dicke zu Cylindern von 63 mm Durchm.
    2 Stück 815 mm Biegewalzen, walzen Bleche bis 815 mm Länge und 3,5 mm Dicke zu Cylindern von 90 mm Durchm.
    2 Stück 1060 mm Umbörtel-Maschine, börteln 1060 mm Länge bis auf 35 mm Breite bei 1 mm Dicke.
    1 Stück 910 mm Kehlmaschine, kehlt bis 910 mm Länge und bis 0,5 mm Dicke.
    1 Stück 330 mm Kreisscheere. Radius 330 mm, schneidet bis 2,5 mm Dicke.
    1 Stück 175 mm Handhebel-Scheere. Oeffnung 175 mm, schneidet bis 5 mm Dicke.

Lager für Ausrüstungsgegenstände (No. 18).

Ein einstöckiger Holzbau, 10×6 m, wird als Lager für kleinere Ausrüstungsgegenstände gebraucht für Schiffe, die ausgerüstet werden sollen.

Takler-Magazin (No. 19).

Ein zweistöckiger Holzbau, 11×6 m, dient als Lager für Taue, Blöcke, Takel, Schäkel, Augbolzen etc., welche von den Werfttaklern gebraucht werden.

Werkzeug-Schleiferei und Werkzeugschmiede (No. 20).

Ein zweistöckiger Holzbau, 14,7×4,5 m, enthält einen Schleifraum und einen Werkzeugraum für Bohrer im Erdgeschosse. Der erste Stock wird nur als Bureau gebraucht. Im Schleifraume befinden sich folgende Schleifapparate:

2 trockene Schmirgelscheiben, 560 mm Durchm. und 75 mm breit.
2 nasse Schmirgelscheiben, 660 mm Durchm. und 75 mm breit.
1 trockenen Schmirgelstein, 150 mm Durchm., 25 mm breit.
5 Schleifsteine, 1060 mm Durchm., 150 mm breit.
1 Spiralbohrer-Schleifmaschine. Steht im Werkzeugraume, schleift bis zu 50 mm Durchm.

Magazin für Panzer-Bolzen. (No. 21.)

Der einstöckige Holzbau von 13,7 × 3,9 m Grundfläche dient als Magazin für Panzerbolzen, Unterlegscheiben etc. und die Werkzeuge zum Anbringen derselben.

Ausrüstungs-Werkstatt nebst Kupferschmiede. (No. 23.)

Die allgemeine Anlage der Ausrüstungs-Werkstatt (mit Einschluss des Kupferschmiede-Anbaues) siehe Fig. 17. Die Werkstücke werden mittelst eines 5 ts Auslegerkranes und durch 2 ts Laufkatzen an Hänge-Schienen bewegt; ähnliche Laufkatzen von 1 t befinden sich in der Kupferschmiede. Die Transmission wird durch eine Westinghouse Compoundmaschine von 230 mm Hub und 280 × 230 mm Cyl.-Durchm. angetrieben.

Der Dampf kommt aus einem schottischen Kessel, der in der Ausrüstungs-Werkstatt steht.

Seine Hauptmaasse sind: Durchm. 2,21 m, Länge 2,44 m, 1 Feuerung Durchm. 0,965 m, Heizfläche 53,6 qm, Rostfläche 1,53 qm, Dampfdruck 4,57 kg/qcm.

Nach Beendigung des Umbaues in der Kraft-Centrale soll die genannte Betriebsmaschine durch einen 45 PS Motor ersetzt werden. Der hydraulischen Versuchs-Abtheilung der Ausrüstungs-Werkstatt wird die Kraft aus der 52,5 kg/qcm Druck-Anlage zugeführt. Zur Ausrüstung der Kupferschmiede-Werkstatt zählen noch zwei grosse tragbare und sechs feste Schmiedefeuer, wie im Plan angegeben.

Im Gebäude No. 23 stehen folgende Werkzeugmaschinen:

1. Schmirgelstein für Werkzeuge. 410 mm Durchm. 50 mm breit.
2. Drehbank von 510 mm Spitzenhöhe und 1,2 m Bettlänge.
3. Bohrmaschine von 760 mm Vorschub, bohrt bis zu 75 mm im Durchm.
4. Drehbank von 510 mm Spitzenhöhe und 1,2 m Bettlänge.
5. Radial-Bohrmaschine, bohrt bis zu 90 mm im Durchm.
6. Rohr-Gewindeschneider, schneidet von 6—50 mm Rohrdurchm.
7. Rohr-Gewindeschneider, schneidet von 6—75 mm Rohrdurchm.
8. Rohr-Gewindeschneider, schneidet von 75—200 mm Rohrdurchm.
9. Drehbank von 400 mm Spitzenhöhe und 1060 Bettlänge.
10. Rohr-Gewindeschneider, schneidet von 12—90 mm Rohrdurchm.
11. Rohr-Gewindeschneider, schneidet von 6—50 mm Rohrdurchm.
12. Shapingmaschine, 300×900 mm.

13. Drehbank von 510 mm Spitzenhöhe und 1,2 m Bettlänge.
14. 2 Tragbahre Bohrer für Löcher bis zu 63 mm Durchm.
15. Bohrmaschine, bohrt bis zu 75 mm Durchm.
16. Rohr-Gewindeschneider, schneidet von 6—26 mm Durchm.
17—19. Drehbänke von 400 mm Spitzenhöhe und 1,05 m Bettlänge.
20. Shapingmaschine von 300 × 600 mm.
21. 22. Handhebel-Bohrmaschine bohrt bis zu 20 mm Durchm.
23. Drehbank von 510 mm Spitzenhöhe und 1,2 m Bettlänge.
24. Centrirmaschine für 10 mm bis 100 mm Durchm.
25. Gewinde-Schneidemaschine, schneidet von 10 mm bis 35 mm Durchm.
26. Bestossmaschine 300 mm Hub.
27. Drehbank von 300 mm Spitzenhöhe und 780 mm Bettlänge.
28. 29. Handhebel-Bohrmaschinen bohren bis zu 19 mm Durchm.
30. Bohrmaschine, bohrt bis zu 63 mm Durchm.
31. Drehbank von 300 mm Spitzenhöhe und 760 Bettlänge.
32. Plandrehbank, bis zu 510 mm Durchm.
33. Hobelmaschine, von 860×2700 mm.
34. Handhebel-Bohrmaschine, bohrt bis zu 20 mm Durchm.
35. Polir-Maschine.
36. Nasser Schmirgelstein für Werkzeuge. 660 mm Durchm. 90 mm Breite.
37. Trockener Schmirgelstein für Platten. 560 mm Durchm. 90 mm Breite.

Maschinenbau-Werkstatt. (No. 24.)

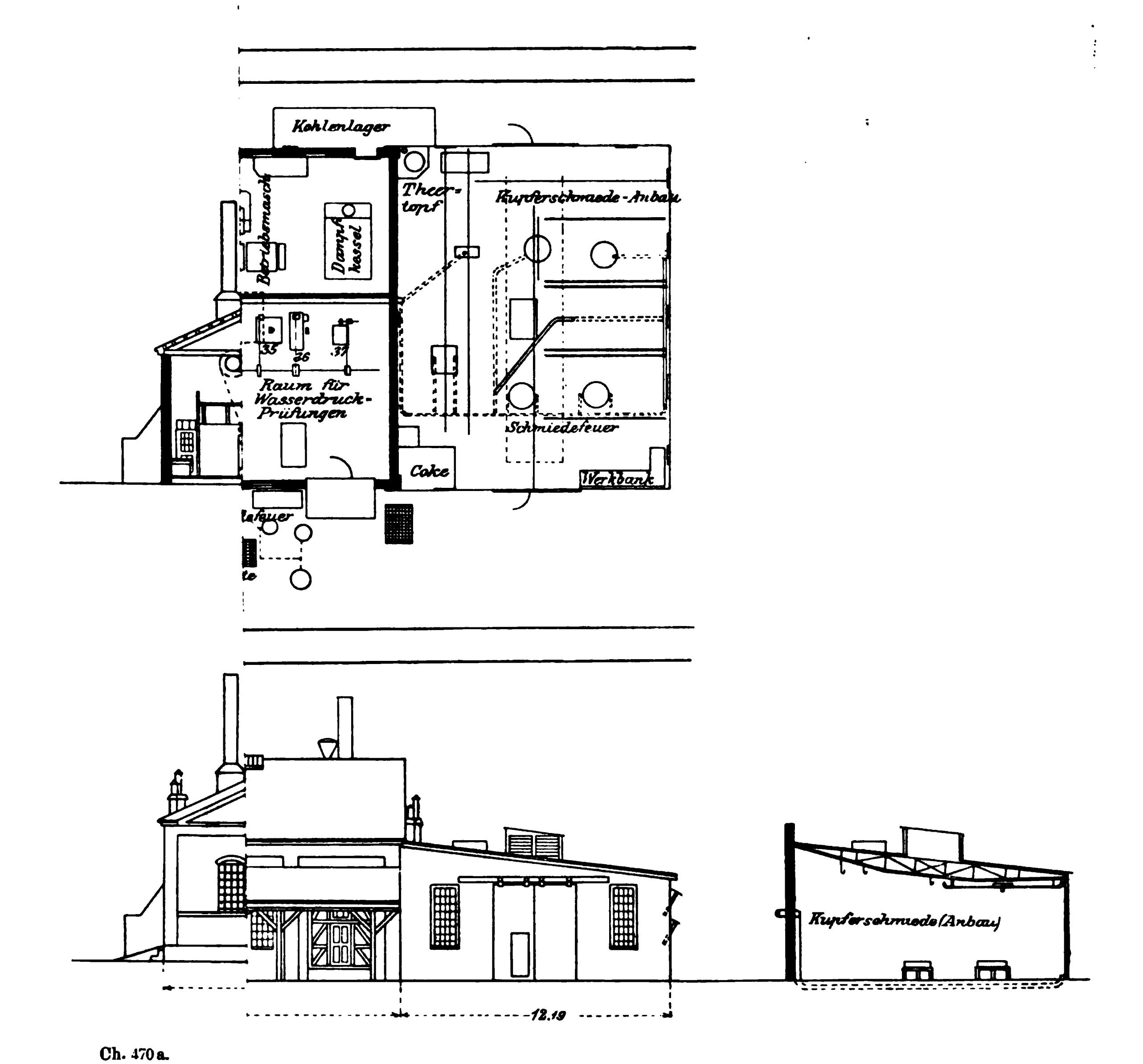
Allgemeine Anlage: Fig. 18 und 19. Im mittleren Theile der Werkstatt dienen zur Bewegung des Materials zwei elektrische Laufkrane, einer von 50 ts Tragfähigkeit, einer von 40 ts, ferner 11 Auslegerkrane (einschl. No. 6, ausserhalb des Seitenthores). Die elektrischen Krane haben folgende Abmessungen:

2—1 t Auslegerkrane (No. 1, 2)
1—2 ts „ (No. 5)
1—3 ts Kolben-Auslegerkran (No. 6)

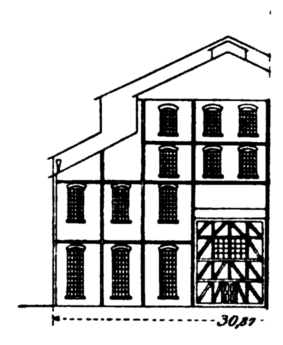
Mit Druckwasserbetrieb (52,5 kg/qcm) arbeiten 7—5 ts Auslegerkrane (No. 3, 4, 7, 8, 9, 10, 11).

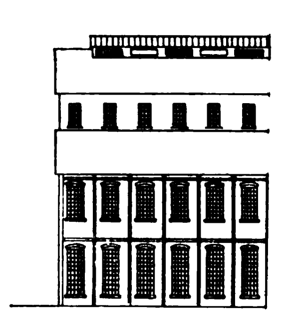
In den Seitenflügeln der Maschinenbau-Werkstatt werden die Arbeitsstücke durch zwei 5 ts elektrische Laufkrane bewegt, welche an Schienen unter der Decke entlang laufen.

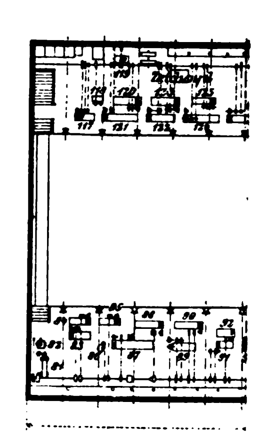
Die Transmission für die Werkzeugmaschinen im Mittelgebäude und in den Gallerien wird von je einer selbstthätigen Westinghouse - Compound-

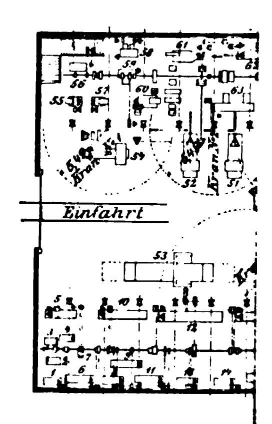

Kohlenlager
Theer-
topf
Kupferschmiede-Anbau
Betriebsmasch.
Dampf-
kessel
35
36
37
Raum für
Wasserdruck-
Prüfungen
Schmiedefeuer
Coke
Werkbank
12.19
Kupferschmiede (Anbau)

Ch. 470 a.









Ch. 470 b.

Maschine betrieben, deren Hauptmaasse sind: Cyl. Durchm. 330 mm und 560 mm, Hub 330 mm.

Nach Beendigung des Umbaues der Kraft-Centrale wird jede der beiden Maschinen durch zwei Elektromotoren ersetzt und zwar: Ein 60 PS Motor zu ebener Erde, ein 30 PS Motor in der Gallerie, beide zum Antrieb der Transmission.

Die Versuchsstation für hydraulische Druckproben in der Nord-Gallerie ist mit einem Akkumulator versehen, der 35 kg/qcm Wasserdruck liefern kann, er wird von einer Abzweigung der 52,5 kg/qcm Wasserdruckleitung gespeist.

In der Maschinenbau-Werkstatt sind nachstehende Werkzeugmaschinen aufgestellt, und zwar:

im Nord-Flügel

1. Drehbank von 300 mm Spitzenhöhe und 760 mm Bettlänge.
2. 3. Centrirbänke für 18—100 mm Durchm.
4. Drehbank von 300 mm Spitzenhöhe und 760 mm Bettlänge.
5. 6. Drehbänke von 510 mm Spitzenhöhe und 1,68 mm Bettlänge.
7. Drehdorn-Presse.
8. Drehbank von 400 mm Spitzenhöhe und 800 mm Bettlänge.
9. 10. 11. Drehbänke von 510 mm Spitzenhöhe und 3,0 m Bettlänge.
12. Drehbank von 660 mm Spitzenhöhe und 3,90 m Bettlänge.
13. Drehbank „ 460 „ „ „ 0,76 „ „
14. Drehbank „ 460 „ „ „ 3,20 „ „
15. Drehbank „ 560 „ „ „ 6,10 „ „
16. Drehbank „ 560 „ „ „ 3,00 „ „
17. Drehbank „ 660 „ „ „ 4,57 „ „
18. Drehbank „ 610 „ „ „ 2,00 „ „
19. Drehbank „ 635 „ „ „ 3,00 „ „
20. Drehbank „ 810 „ „ „ 3,00 „ „
21. Drehbank „ 760 „ „ „ 3,60 „ „
22. Drehbank „ 660 „ „ „ 3,20 „ „
23. Nasser Schmirgel-Schleifstein, 900 mm Durchm. 100 mm Breite.
24. Schraubenschneidemaschine, für 50—75 mm Durchm.
25. Drehbank von 1200 mm Spitzenhöhe und 4,00 m Bettlänge.
26. Mutterschneidemaschine für 6—45 mm Durchm.
27. Drehbank von 910 mm Spitzenhöhe und 4,9 m Bettlänge.
28. Schrauben-Schneidemaschine von 16—50 mm Durchm.
29. Doppelte Schrauben-Schneidemaschine von 6—25 mm Durchm.

30. Planscheiben-Drehbank von 1020 mm Spitzenhöhe, 1,8 m Bettlänge.
31. Drehbank von 815 mm Spitzenhöhe und 3,2 m Bettlänge.
32. Drehbank von 660 mm Spitzenhöhe und 3,0 m Bettlänge.
33. Schleif- und Polirmaschine.
34. Nasser Schmirgelschleifstein für Drehstähle.

Mittelhalle:

35. Metallbandsäge, Sägenräder 1020 mm Durchm.
36. Bandsägen-Schleifmaschine.
37. Radial-Bohrmaschine, 1,5 m Armlänge, bohrt bis 6,5 mm Durchm.
38. Bohr- und Drehwerk für 3,0—5,0 m Drehdurchmesser und 1,8 m Bohrhöhe. 150 mm Spindel-Durchm.
39. Vertikale Cylinder-Bohrmaschine. Direkter Maschinenantrieb, 200 mm Cyl.-Durchm. 200 mm Hub. Drehdurchmesser 4,0 m. Höhe 3,05 m.
40. Drehbank von 1600 mm Spitzenhöhe und 16,77 m Bettlänge.
41. Drehbank „ 910 „ „ „ 7,10 „ „
42. Drehbank „ 3200 „ „ „ 9,15 „ „
43. Doppelte Horizontal-Bohrmaschine. Die Spindeln erreichen jeden Punkt auf einer Fläche von 3×3 m. 100 mm Spindel-Durchm.
44. Vertikal- und Horizontal-Hobelmaschine (direkter Antrieb 80 PS Elektromotor). Hobelt 4,5 m lang, 0,8 m breit, 4,5 m hoch.
45. 46. Horizontal-Bohrmaschinen. Die Spindel erreicht jeden Punkt auf einer Fläche von 1,83×1,83 m, 90 mm Spindel-Durchm.
47. Horizontal-Bohrmaschine. Die Spindel erreicht jeden Punkt eines Kreises von 2,5 m Durchm., 150 mm Spindel-Durchm.
48. Hobelmaschine. Weite zwischen den Ständern 1,5 m. Länge des Tisches 4,75 m.
49. Zwillings-Bohrmaschine. Spindelabstand bis 1,4 m, Spindel-Durchm. 148 mm.
50. Bohr- und Drehwerk, Dreh-Durchm. 2,4 m, Durchgang 1,0 m.
51. u 52. Horizontal-Bohrmaschinen, bohren bis auf 1,8 m im Durchm. Spindel-Durchm. 125 mm.
53. Hobelmaschine. Weite zwischen den Ständern 2,0 m, Länge des Tisches 5,0 m.
54. Nutenstossmaschine, Hub. 860 mm.

Südflügel:

55. Nutenstossmaschine, Hub. 250 mm.
56. Shapingmaschine, Hub. 300 mm.
57. Nutenstossmaschine, Hub. 250 mm.
58. Shapingmaschine, 300 mm Hub, Breite 1,0 m.

59. Shapingmaschine, 400 mm Hub, Breite 1,5 m.
60. Nutenstossmaschine, Hub 300 mm.
61. Horizontal-Bohrmaschine, bohrt bis auf 1,4 m im Durchm. Spindel-Durchm. 95 mm.
62. Horizontal-Bohrmaschine, bohrt bis auf 1,35 m im Durchm. Spindel-Durchm. 98 mm.
63. Walker-Einständer-Hobelmaschine, Länge des Tisches 2,45 m. Breite 780 mm.
64. Vertikal-Bohr- und Drehwerk, Dreh-Durchm. 1,5 m und 1,0 m Bohrhöhe.
65. Hobelmaschine, Weite zwischen den Ständern 900 mm, Tischlänge 2,6 m.
66. Hobelmaschine, Weite zwischen den Ständern 1,2 m, Tischlänge 3,2 m.
67. Hobelmaschine, Weite zwischen den Ständern 1,2 m, Tischlänge 3,2 m.
68. Hobelmaschine, Weite zwischen den Ständern 900 mm, Tischlänge 2,6 m.
69. Nasser Schmirgelschleifstein für Werkzeuge von 90 mm Durchm. und 100 mm Breite.
70. 71. Säulenbohrmaschinen, bohren bis 90 mm Durchm. Ausladung 670 mm.
72. Bohr- und Drehwerk, Dreh-Durchm. 1,8 m und 1 m Bohrhöhe.
73. Radial-Bohrmaschine, bohrt bis 65 mm Durchm. Ausladung 900 mm.
74. 4 Spindelbohrmaschinen, bohren bis 22 mm Durchm.
75. Bohrmaschine, bohrt bis 50 mm Durchm. Ausladung 700 mm.
76. „ „ „ 50 „ „ „ 800 „
77. „ „ „ 90 „ „ „ 660 „
78. „ „ „ 90 „ „ „ 1260 „
79. Handhebel-Bohrmaschine, bohrt bis 20 mm Durchm. Bohrhöhe 400 mm.
80. Trocken-Schmirgelschleifstein für Werkzeuge. 560 mm Durchm. 100 mm Breite.

Nordgallerie.

81. Polirmaschine.
82. Trocken-Schmirgelschleifstein für Platten. 400 mm Durchm. 40 mm Breite.
83—85. Revolver-Drehbänke, 360 mm Spitzhöhe, 804 mm Bettlänge.
86. Handhebel-Bohrmaschine, bohrt bis 20 mm Durchm. Bohrhöhe 400 mm.
87. Drehbank von 630 mm Spitzenhöhe und 1,8 m Bettlänge.
88. „ „ 470 „ „ „ 1,5 „ „
89. „ „ 500 „ „ „ 1,2 „ „
90. „ „ 500 „ „ „ 1,2 „ „
91. Kleine Schraubendrehbank für Gewinde von 6 mm bis 25 mm Durchm.
92. Revolver-Drehbank von 400 mm Spitzenhöhe.
93. Kleine Schraubendrehbank für Gewinde von 6 mm bis 35 Durchm.

94. Revolver-Drehbank von 600 mm Spitzenhöhe.
95. Mutternfräse für 12 mm bis 50 mm Durchm.
96. Doppelter Stehbolzenschneider für Bolzen bis 40 mm Durchm.
97. Revolver-Drehbank von 660 mm Spitzenhöhe.
98. Schrauben-Schneidemaschine für 6 mm bis 75 mm Durchm.
99. Schrauben-Bestossmaschine.
100. Schlüssel-Schneidemaschine.
101. Bohrmaschine, bohrt bis 50 mm Durchm. Ausladung 650 mm.
102. Nasser Schmirgelschleifstein für Werkzeuge. 450 mm Durchm., 75 mm Breite.
103. Universal-Schleifmaschine.
104. Spiralbohrer-Schleifmaschine bis 50 mm Durchm.
105. Drehbank von 500 mm Spitzenhöhe und 1,5 m Bettlänge.
106. „ „ 480 „ „ „ 0,7 „ „
107. Universal-Fräs-Maschine.
108. Drehbank von 540 mm Spitzenhöhe und 1,2 m Bettlänge.
109. Universal-Fräs-Maschine.
110. Einfache Fräs-Maschine.
111. Trocken-Schmirgelschleifstein. 300 mm Durchm., 65 mm Breite.
112. Mechanische Metall-Säge.
113 und 114. Handhebel-Bohrmaschinen, bohren bis 20 mm Durchm. Bohrhöhe 400 mm.
115. Revolver-Drehbank von 600 mm Spitzenhöhe.
116. Bohrmaschine, bohrt bis 50 mm Durchm. Ausladung 600 mm.

Süd-Gallerie.

117. Universal-Drehbank von 400 mm Spitzenhöhe und 1,5 m Bettlänge.
118. Handhebel-Bohrmaschine, bohrt bis 20 mm Durchm. Ausladung 400 mm.
119. Centrirmaschine für 20 mm bis 100 mm Durchm.
120—124. Drehbänke von 500 mm Spitzenhöhe und 1,2 m Bettlänge.
125. Universal-Drehbank von 380 mm Spitzenhöhe und 0,8 m Bettlänge.
126. Drehbank von 500 mm Spitzenhöhe und 1,2 m Bettlänge.
127. „ „ 500 „ „ „ 1,6 „ „
128. Mandrill-Bohrmaschine.
129. Shapingmaschine von 380 mm Hub und 1,2 m Breite.
130. Hobelmaschine. Weite zw. d. Ständern 900 mm; Tischlänge 200 mm.
131. Shapingmaschine von 400 mm Hub.
132. Universal-Bohrmaschine. Bohrkreis 960 mm Durchm. Bohrhöhe 900 mm.

133. Nutenstossmaschine für 250 mm Hub.
134. Universal-Bohrmaschine, Bohrkreis 760 mm Durchm. Bohrhöhe 360 mm.
135. Schmirgelschleifstein für Werkzeug, 400 mm Durchm. 75 mm Breite.
136. Universal-Bohrmaschine, Bohrkreis 760 mm Durchm. Bohrhöhe 360 mm.
137. Bohrmaschine, bohrt bis 50 mm Durchm. Ausladung 630 mm.
138. Horizontal-Bohrmaschine, bohrt auf einem Kreise von 1,2 Durchm. Spindel-Durchm. 90 mm.
139. Handhebel-Bohrmaschine, bohrt bis 20 mm Durchm. Bohrhöhe 400 mm.
140. Trocken-Schmirgelschleifstein, 500 mm Durchm. 90 mm Breite.
141. Universal-Bohrmaschine, 940 mm Ausladung. Bohrhöhe 900 mm.
142. Olsen Probirmaschine für 50 000 kg Belastung.

Kupferschmiede und Hauptmagazin. (No. 25.)

Allgemeine Anlage der Kupferschmiede und des Hauptmagazins siehe Fig. 20. Die Werkstücke werden mit Laufkranen von 1 t Tragfähigkeit transportirt. An Maschinen ist vorhanden: Eine hydraulische Biegepresse, 52,5 kg/qcm hydraulischer Druck von der Hauptanlage.

Schiffs- und Modelltischlerei. (No. 26.)

Die allgemeine Anlage der Tischlerwerkstatt (mit Einschluss der Modelltischlerei) ist aus Fig. 21 und 22 ersichtlich.

Ein Aufzug für Gewichte bis zu 1,5 t mit Riementrieb dient zum Heraufschaffen des Materials zur Modelltischlerei, die im 3. Stock liegt. Die Wellenleitung für die Maschinen dieser Werkstatt wird von einer selbstthätigen Westinghouse-Compound-Maschine Cyl. Durchm. 330 mm und 700 mm, Hub 400 mm betrieben. Nach Fertigstellung der Kraft-Centrale wird sie durch 4 Elektromotoren ersetzt.

1—75 PS und 1—100 PS Motor im I. Stock für den Ventilator zum Entfernen der Sägespäne.

1—45 PS Motor im II. und

1—45 PS Motor im III. Stock für den Betrieb der Wellenleitung.

Selbstthätige Feuerlöscher sind in allen Stockwerken des Gebäudes aufgestellt. An Werkzeugmaschinen sind in der Tischlerwerkstatt vorhanden:

Im Erdgeschoss.

1. Vierkant-Hobelmaschine für 60 mm.
2. Pendelsäge von 560 mm Durchm.
3. Kreissäge von 600 mm Durchm.

Kupferschmiede und Hauptmagazin.

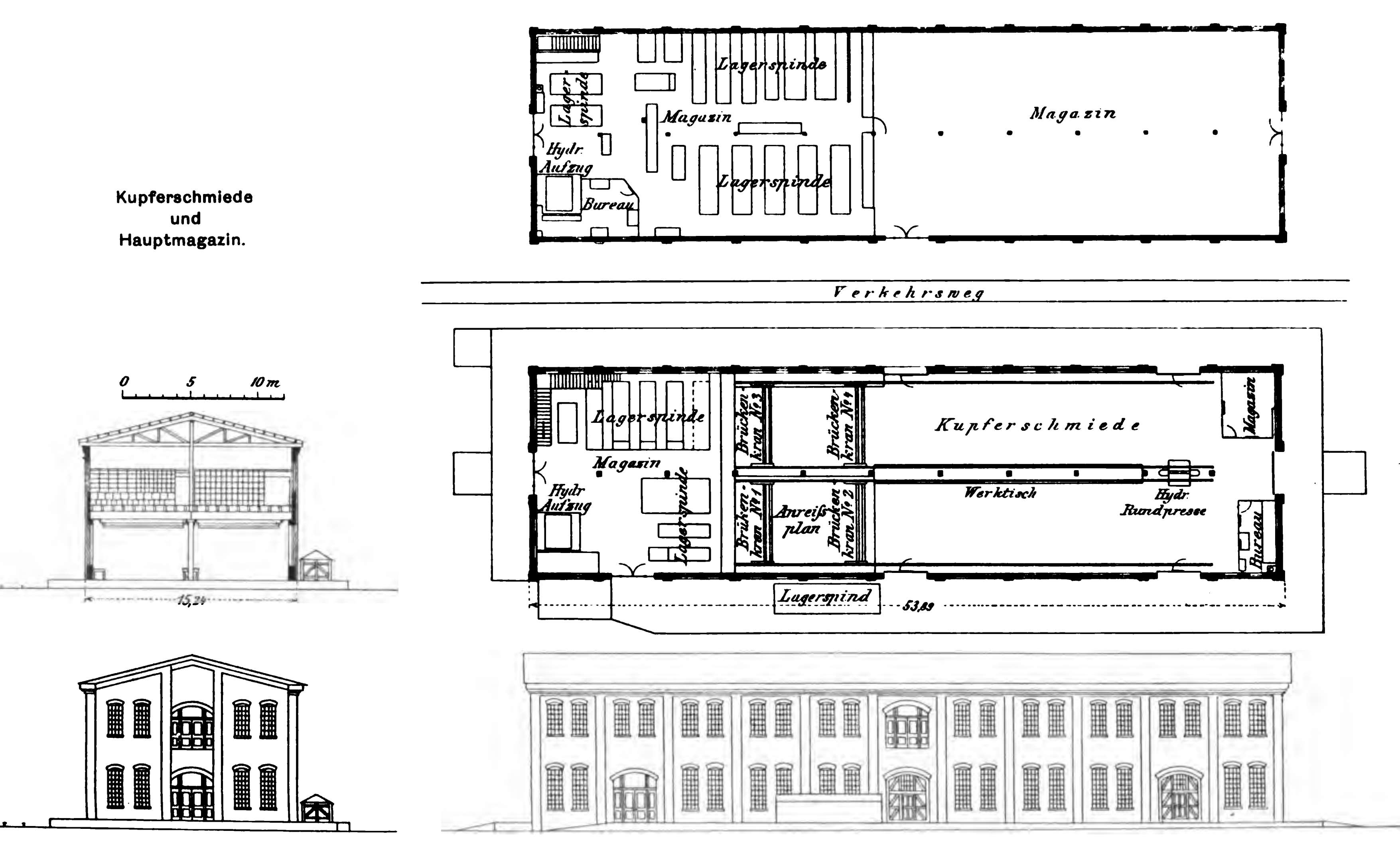
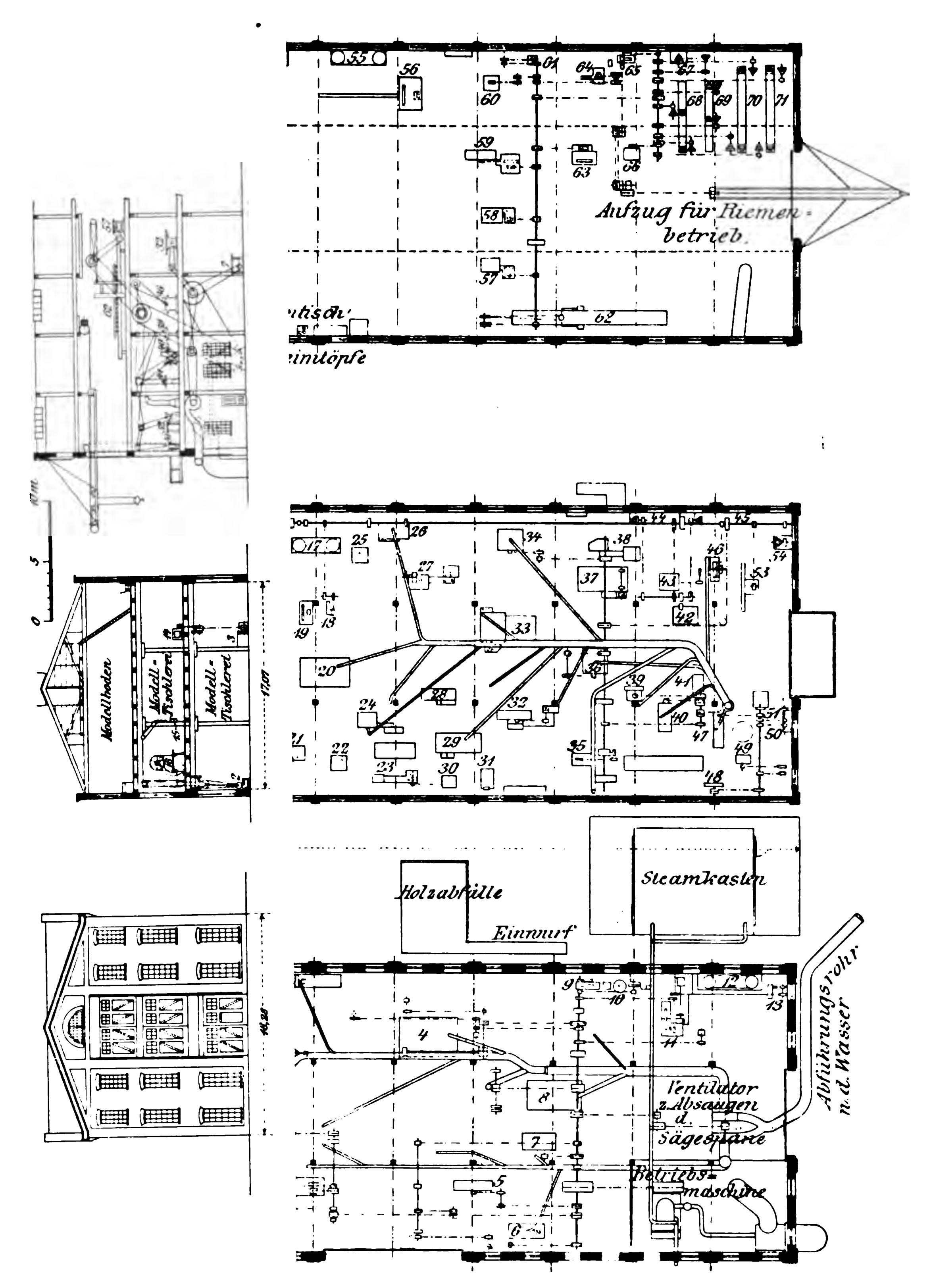


Fig. 20.



Aufzug für Riemenbetrieb
Holzabfälle
Einwurf
Steamkasten
Ventilator z. Absaugen d. Sägespäne
Betriebsmaschine
Abführungsrohr n. d. Wasser
Modellboden
Modell-Tischlerei
Modell-Tischlerei

Ch. 476 a.

4. Bandsäge für 660 mm Raddurchmesser.
5. Schlichthobelmaschine.
6. Vierkant-Hobelmaschine für 180 mm.
7. Kreissäge von 560 mm Durchm.
8. Vierkant-Hobelmaschine von 300 mm.
9. Schleifstein, 1000 mm Durchm. 150 mm breit.
10. Trocken-Schmirgelscheiben-Bank, 300 mm Durchm. Breite der Scheiben 6—65 mm.
11. Bandsäge für 1000 mm Raddurchmesser.
12. Sägeschärfmaschine.
13. Selbstthätige Schmirgelscheibe, zum Werkzeugschleifen. Schleift bis 670 mm Länge.

Erster Stock.

14. Kombinirte Säge- und Profilirmaschine.
15. Vertikalbohr-Maschine.
16. Bandsäge für 1200 mm Raddurchmesser.
17. Sägenschärfmaschine.
18. Drahtstrecker und -Schneider.
19. Bandsäge für 920 mm Raddurchmesser.
20. Falz- und Zapfenmaschine.
21. Profil-Vierkant-Pfeiler und Pfosten-Maschine.
22. Schweif-Säge.
23. Füllungs-Schneider.
24. Kreissäge von 500 mm Durchm.
25. Schweifsäge.
26. Holzleisten-Hobelmaschine für 100 mm Breite.
27. Kreissäge von 500 mm Durchm.
28. Stemm-Maschine.
29. Kopir-Maschine.
30. Hand-Sandpapier-Maschine.
31. Vertikal-Bohrmaschine.
32. Universal-Holzbearbeitungs-Maschine.
33. Sandstrahlgebläse.
34. Schlichthobelmaschine.
35. Schnitz-, Modellir- und Verzapfmaschine.
36. Hobelmaschine von 660 mm Breite.
37. Vor- und Rücklauf-Hobelmaschine.

38. Doppelte Hobelmaschine.
39. Vertikal-Zapfen-Maschine.
40. Stemmmaschine.
41. Hohlbeitelmaschine.
42. Kreissäge von 500 mm Durchm.
43. Hobelmaschine.
44. Holzdrehbank von 500 mm Spitzenhöhe und 2 m Bettlänge.
45. Holzdrehbank von 780 mm Spitzenhöhe und 3 m Bettlänge.
46. Schleifstein. 1100 mm Durchm. 150 mm Breite.
47. Stemmmaschine.
48. Vertikal-Verzapfmaschine.
49. Verzapfmaschine für schwaches Holz.
50. Schmirgelstein-Schleifbank, 300 mm Durchm. Scheiben 6—65 mm dick.
51. Schmirgelstein-Schleifbank, 300 mm Durchm. Scheiben 6—65 mm dick.
52. Revolver-Zapfen-Schneidemaschine.
53. Spindeldrehbank von 250 mm Spitzenhöhe und 2,4 m Bettlänge.
54. Kopfbank von 1,5 m Durchm.

Zweiter Stock (Modelltischlerei).

55. Sägenschärfebank.
56. Bandsäge, 1060 mm Raddurchmesser.
57. Kreissäge von 400 mm Durchmesser.
58. Universal-Kreis- und Falzsäge von 400 mm Durchm.
59. Schlicht-Hobelmaschine von 400 mm Breite.
60. Schnörkelsäge.
61. Schmirgelstein-Schleifbank, 300 mm Durchm. Scheiben 6—65 mm dick.
62. Daniel'sche Hobelmaschine, hobelt 4,0 m lang, 0,85 m breit, 0,40 m hoch.
63. Bandsäge für 910 mm Raddurchmesser.
64. Kopfbank von 2,5 m Durchm.
65. Schleifstein, 1100 mm Durchm. 150 mm Breite.
66. Vertikal-Bohrmaschine.
67. Kopfbank von 2 m Durchm.
68. Doppelte Holzdrehbank von 500 mm Spitzenhöhe bei 4,25 m Bettlänge.
69. Doppelte Holzdrehbank von 400 und 500 mm Spitzenhöhe bei 4,25 m Bettlänge.
70. Doppelte Holzdrehbank von 500 und 600 mm Spitzenhöhe bei 5 m Bettlänge

Maler- und Lackirer-Werkstatt.

Fig. 23.

Oellager.

Fig. 24.

71. Doppelte Holzdrehbank von 500 und 600 mm Spitzenhöhe bei 5 m Bettlänge.

Maler- und Lackirer-Werkstatt. (No. 27.)

Die allgemeine Einrichtung ist aus Fig. 23 zu ersehen.

Oellager. (No. 28.)

Die allgemeine Einrichtung zeigt Fig. 24. In diesem Magazin sind alle auf der Werft gebrauchten Oelsorten aufbewahrt. Die Oele befinden sich in cylindrischen Blechtanks von 644 l und 2650 l Rauminhalt, von den 2650 l Tanks gehen Rohrleitungen nach der Malerwerkstatt. Ein 2 ts Handkran bewegt die Oelgefässe im Magazin.

Trockenkammern und Imprägniranstalt für feuersicheres Holz. (No. 29.)

Die Einrichtung dieses Gebäudes ist aus Fig. 25 ersichtlich. Der Imprägnirungs-Kessel hat etwa 166 cbm Inhalt. Der Process der Imprägnirung (Injektion einer Mischung von schwefel- und phosphorsaurem Ammoniak) verlangt eine Behandlung im Kessel von 1½ bis 2 Tagen bei den weichen Hölzern (Esche, White Pine, Rothe Eiche, etc.) und von 5 Tagen bei harten Hölzern (Eiche, Yellow Pine, Mahagony, Wallnuss etc.) und eine nachfolgende Lufttrocknung von 4 bis 6 Wochen.

Magazin- und Reparatur-Werkstatt für Elektrotechnik. (No. 30.)

Dieses ist ein hölzernes Gebäude von 22,77 m Länge und 15,39 m Breite und enthält eine elektrotechnische Reparatur-Werkstatt, ein Magazin für fertige Tischlerarbeiten, einen Werkzeug-Schleifraum, einen Raum für die Werkzeugmaschinen und Werkzeuge der Schiffsausrüster und Nieter sowie verschiedene Meisterräume. Die Werkzeugmaschinen der einzelnen Werkstätten dieses Gebäudes sind in folgender Uebersicht zusammengestellt:

1 Spiralbohrer-Schleifstein für Bohrer bis 50 mm Durchm.
1 Vierspindel-Mutternschneider für Muttern von 6 mm bis 25 mm Durchm.
1 doppelter Kopfschraubenschneider für Schrauben von 6 mm bis 25 mm Durchmesser.
1 trockener Schmirgelschleifstein, Durchm. 560 mm, Breite 75 mm.
1 nasser Schmirgelschleifstein, Durchm. 656 mm, Breite 75 mm.
1 Schleifstein, Durchm. 1100 mm, Breite 150 mm.

1 Handhebel-Bohrmaschine, bohrt bis 20 mm Durchm. Bohrhöhe 400 mm.
1 Bohrmaschine, bohrt bis 30 mm Durchm. Ausladung 600 mm.
1 Handhebel-Bohrmaschine, bohrt bis 20 mm Durchm. Bohrhöhe 400 mm.
1 Feinbohrmaschine, bohrt bis 6 mm Durchm. Bohrhöhe 300 mm.
1 Draht-Wickelmaschine.

Magazin für Schrauben und Nieten und ein kleines Magazin für verschiedene Vorräthe. (No. 31.)

Ein zweistöckiges Holzgebäude von 15,33 × 7,99 m Grundfläche, es enthält das Magazin für Schrauben und Nieten und ein kleines Magazin, in der Hauptsache für Vorräthe der Schiffszimmerleute.

Wagenschuppen und Tischlerei-Magazin. (No. 32.)

Ein zweistöckiges Holzgebäude von 59,07 m × 12,31 m Grundfläche, welches als Wagenschuppen und Magazin für fertige Tischlerarbeit dient.

Schiffsschmiede (Anbau). (No. 33.)

Ein Holzgebäude von 15,24 m × 15,24 m Grundfläche, die Werkstatt enthält 9 Schmiedefeuer und einen Schleifstein; die Transmission für den Schleifstein und das Gebläse für die Schmiedefeuer wird durch einen $7^1/_2$ PS Westinghouse Vielpol-Motor getrieben.

Bauholzschuppen No. 1. (No. 34.)

Ein zweistöckiges Holzgebäude von 91,59 m × 12,28 m Grundfläche.

Bauholzschuppen No. 2. (No. 35.)

Ein einstöckiges Holzgebäude von 58,82 m × 15,30 m Grundfläche.

Sägerei (No. 36).

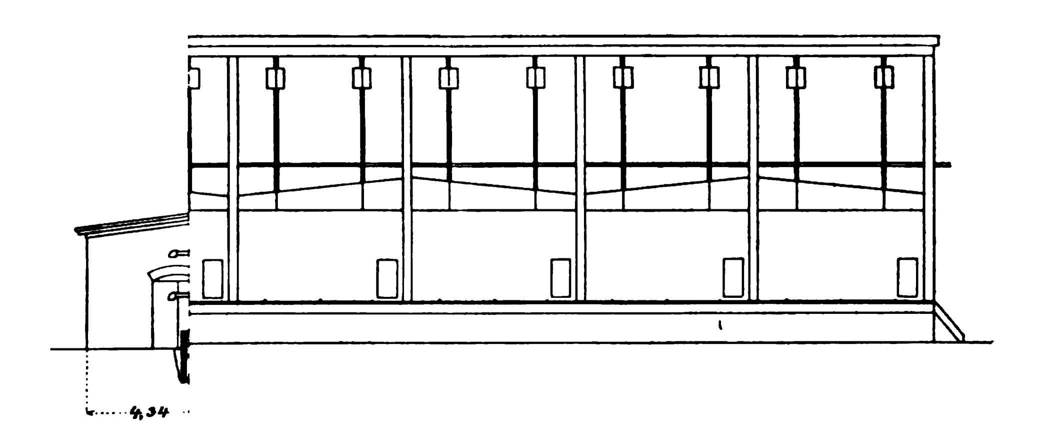
Die allgemeine Einrichtung des Werkes ist aus Fig. 26 zu ersehen. Die Sägerei besteht aus:

1 grossen Bandsäge. Durchmesser der Räder 2,0 m; Breite des Blattes 0,25 m. Der Sägewagen besteht aus zwei Theilen von je 6,35 m Länge, welche zusammengekuppelt werden können.

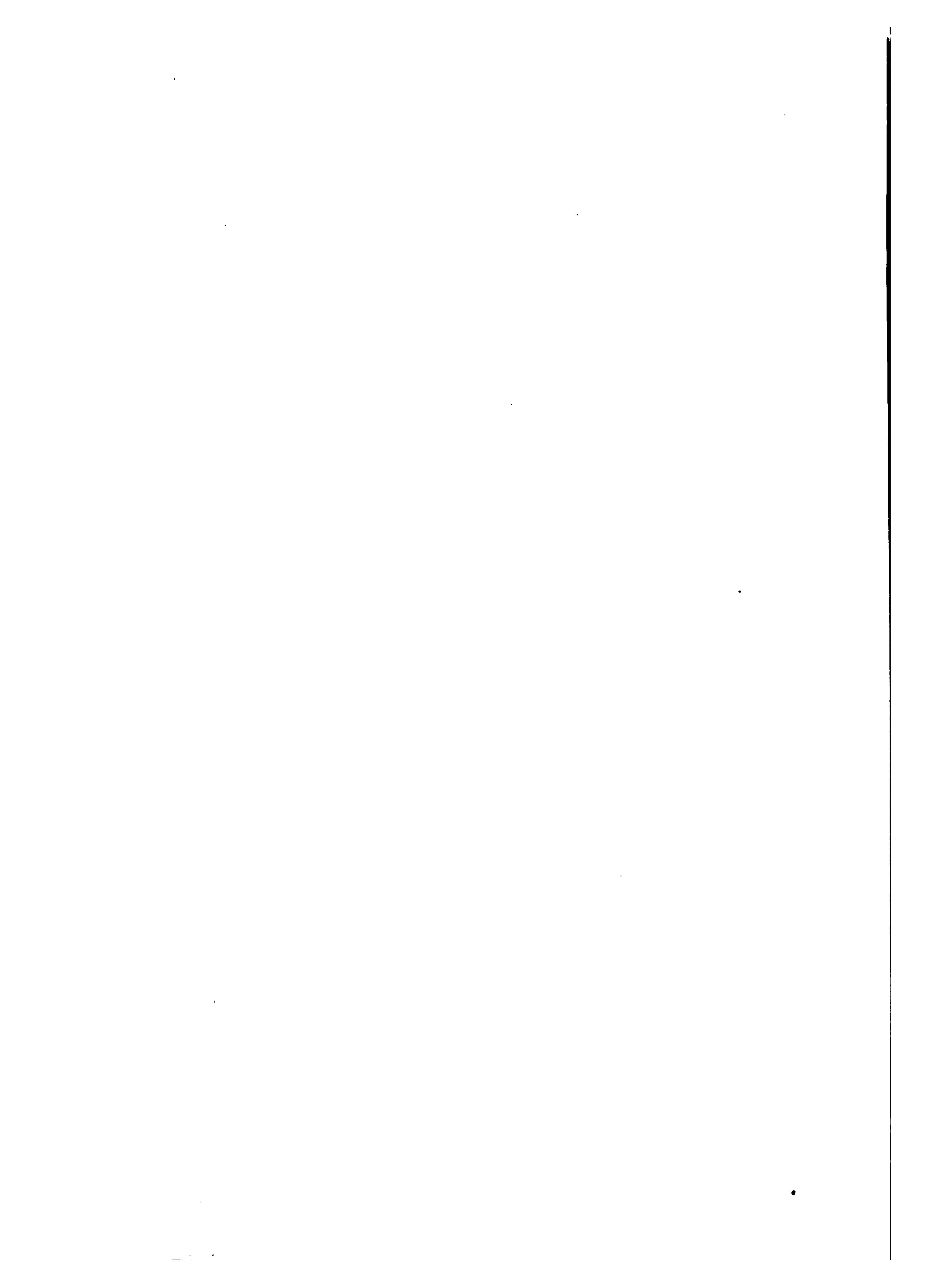
Weg zur Tischlerei

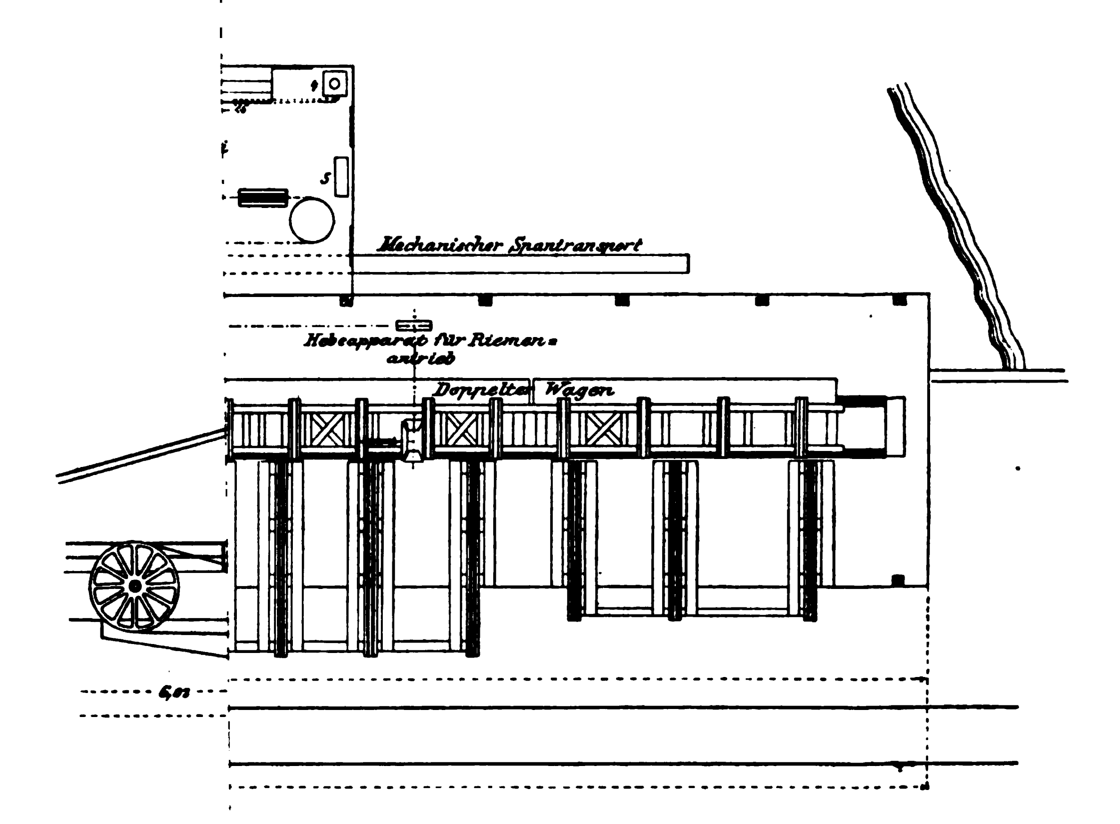
Dampfzuführungsrohr vom Kessel d. Sägerei

Verkehrsweg

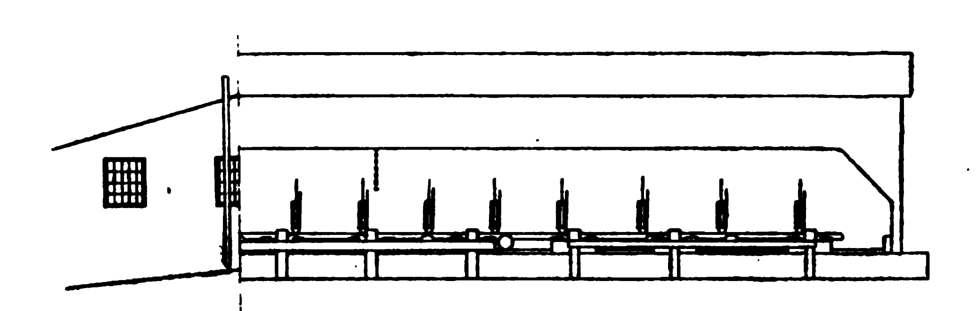


Ch. 482 a.





Mechanischer Spantransport
Hebeapparat für Riemen-antrieb
Doppelter Wagen



Ch. 482 b.

1 Pendelkreissäge.

Die Sägenreparaturwerkstatt enthält folgende Werkzeugmaschinen:

1. Eine automatische Sägenfeile.
2. Eine Sägenwalze.
3. Eine Zahnschleifmaschine.
4. Ein Löthfeuer, welches mit einem kleinen Gebläse versehen ist.

Der Dampf für die Betriebsmaschine der Sägerei (horizontale Einfach-Expansionsmaschine, 356 mm Cyl.-Durchm., 500 mm Hub) und für die kleine Sägewagen-Maschine, sowie den Betrieb der Transmission in der Sägen-Reparatur-Werkstatt, wird von einem Kessel mit Holzfeuerung geliefert, der im Gebäude No. 37 aufgestellt ist.

Kesselhaus der Sägerei (No. 37).

Der in diesem Gebäude (Fig. 27) aufgestellte Kessel liefert Dampf für alle Maschinen in der Sägerei No. 36, und ausserdem während des Tages (d. h. wenn dieser Kessel überhaupt in Betrieb ist) Dampf für die Gebläsemaschinen, die Winde und Pumpen in No. 29, Trockenkammern und Imprägniranstalt für feuerfestes Holz; während der Nacht erhalten diese Maschinen und Pumpen Dampf von der Kraft-Centrale.

Die Abmessungen des Kessels sind:

Mittlerer Durchmesser 1,83 m; Länge 4,27 m; Heizfläche 145,39 qm; Rostfläche 3,93 qm; Dampfdruck 5,6 kg/qcm.

Trockendock No. 1.

Das Trockendock No. 1 ist ein Holzdock vom Sympson Typ, seine Hauptabmessungen sind folgende:

Tiefe des Wassers über Dockthorschwelle	7,47 m
Länge auf den Stapelklötzen	161,10 m
Ganze Länge des Dockbodens	176,55 m
Breite „ „	15,24 m
Breite des Docks oben	39,62 m

Trockendock No. 2.

Das im Bau befindliche Trockendock No. 2 (Fig. 1) wird ebenfalls ein Holzdock nach dem Simpson-Typ mit einer gemauerten Einfahrt. Die Hauptabmessungen desselben sind:

Kesselhaus der Sägerei.

Cylinderkessel 5,5 kg Ueberdr.
Holzheizung

Weg aus der
Sägerei

4,30

9,78

1 0 1 2 3 4m

Dampfrohr nach der Sägerei

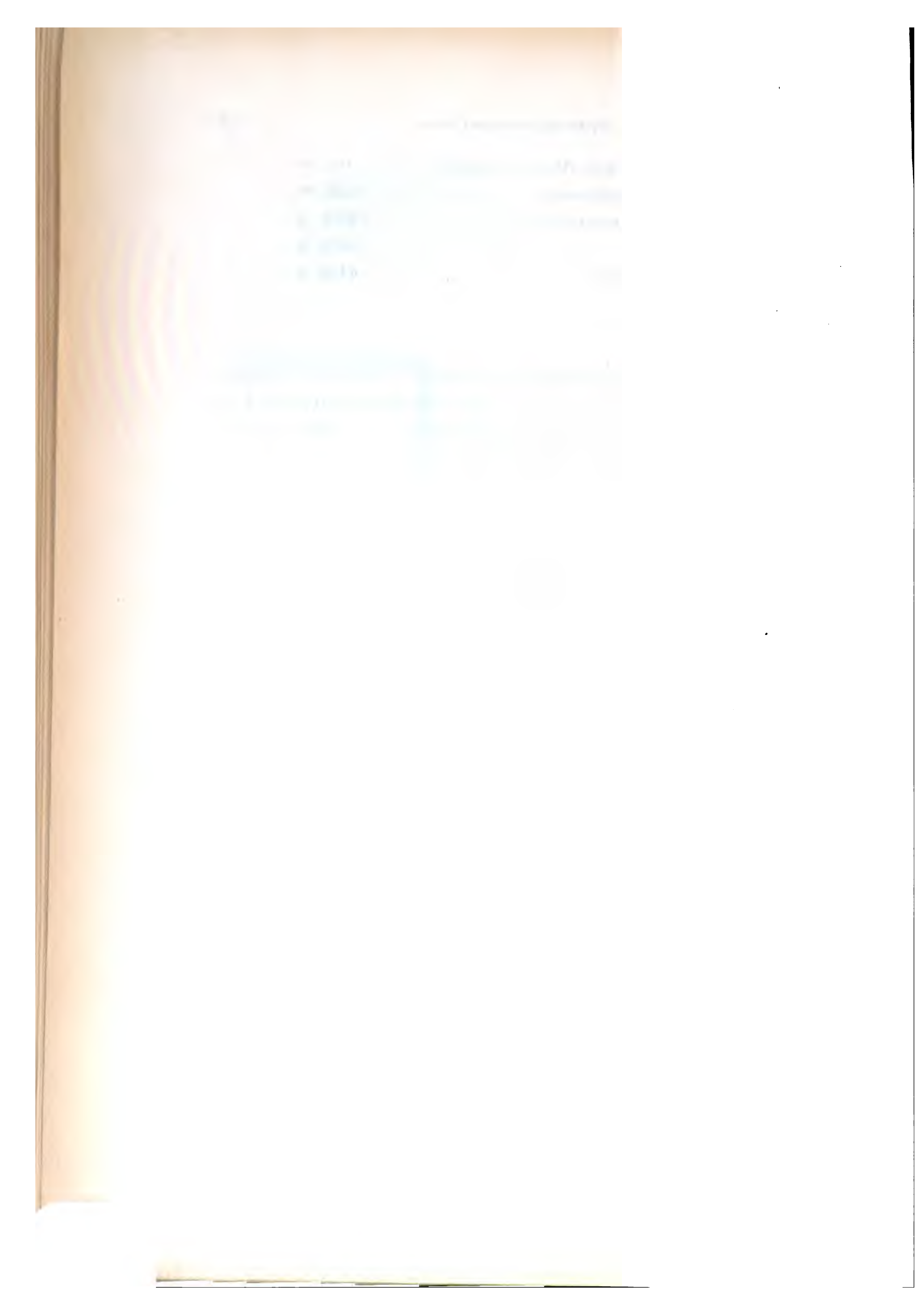
Fig. 27.

Tiefe des Wassers über Dockthorschwelle . .	9,14 m
Länge auf den Stapelklötzen	232,25 m
Totale Länge des Dockbodens	245,05 m
Breite „ „	24,38 m
Breite des Docks oben	49,38 m

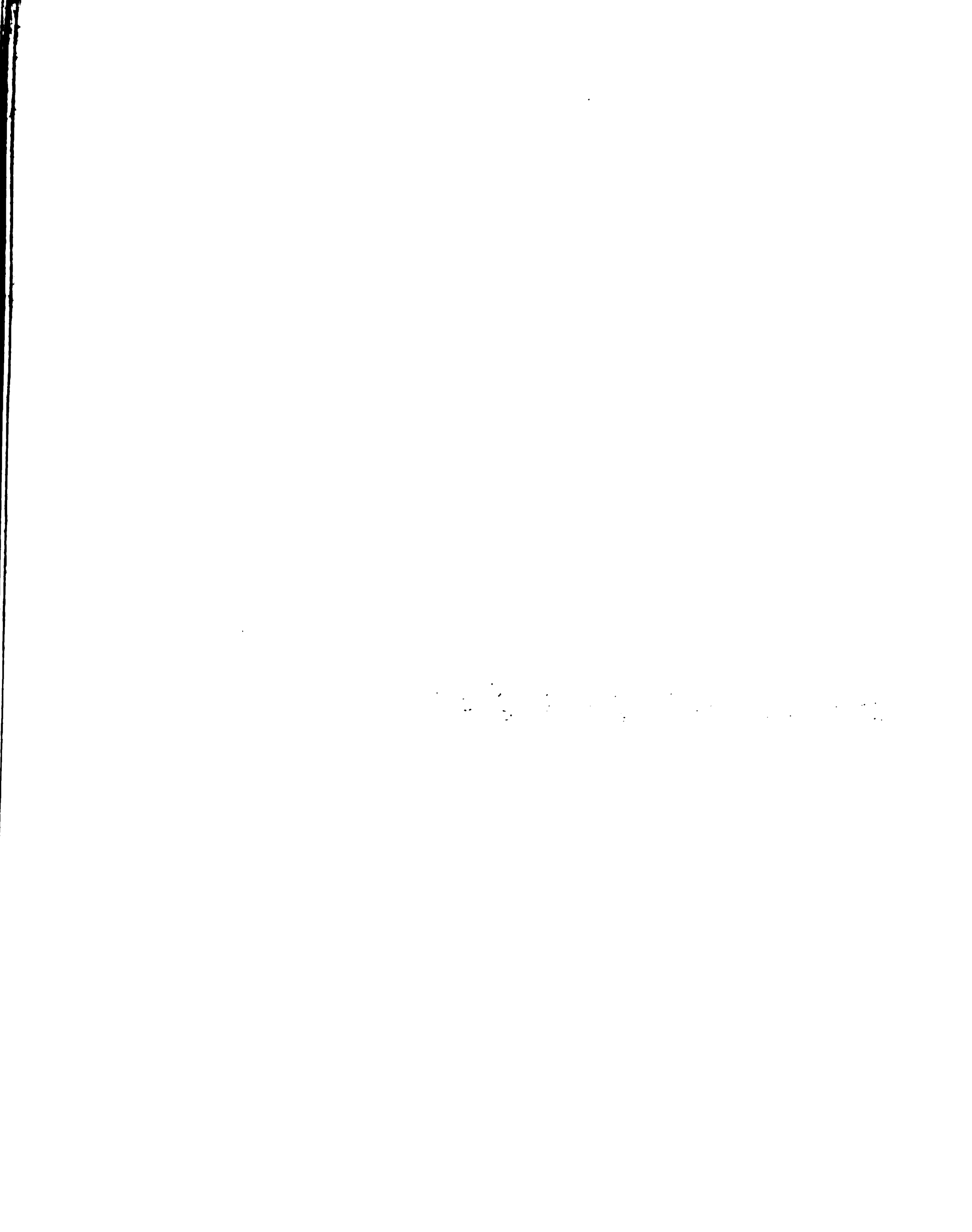
* * *

Die Werft wurde im Jahre 1890 mit nur einem Trockendock und einer Reparatur-Werkstätte (Trockendock No. 1 und Maschinenbau-Werkstatt im Gebäude No. 14, welches jetzt Schiffszimmer-Werkstatt ist) eröffnet und hat sich in 10 Jahren zu der jetzigen Anlage entwickelt.





Besichtigungen.



Besichtigung der Werkstätten der Maschinenfabrik von A. Borsig in Tegel bei Berlin.

Die Firma A. Borsig in Berlin ist im Jahre 1837 von August Borsig begründet worden und zwar als Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei am Oranienburger Thore.

Im Jahre 1850 wurde das Unternehmen erweitert durch Eröffnung eines Eisenwalz- und Hammerwerkes in Moabit und durch Uebernahme der der Seehandlungs-Societät gehörigen Maschinenbauanstalt und Eisengiesserei in der Kirchstrasse.

Bei dem Tode des Begründers im Jahre 1854 übernahm dessen einziger Sohn Albert Borsig die Leitung der Firma und entwickelte deren Unternehmungen in grossartigster Weise. Unter ihm wurden im Jahre 1859 die bedeutenden Kohlenbergwerke und 1869 ein grosses Eisenhüttenwerk zu Borsigwerk O./S. in Betrieb gesetzt, welches letztere ein Hochofenwerk, Puddelwerk, Stahlwerk, Stabeisen-, Blechwalzwerk und eine grosse Reihe von Verfeinerungs-Betrieben umfasst und im Laufe der Zeit nicht nur den eigenen Bedarf der Berliner Maschinenfabrik deckte, sondern in ausgedehntem Maasse seine Erzeugnisse auch im In- und Auslande an den Markt brachte.

Albert Borsig starb am 10. April 1878. Durch die Verfügungen seines Testamentes wurde die Leitung der Geschäfte einem Kuratorium übertragen, welches bis zum 1. April 1894 in Thätigkeit blieb. Von diesem Termine ab übernahmen die drei Brüder Arnold, Ernst und Conrad Borsig die selbständige Leitung der Firma.

Am 1. April 1897 fand Arnold Borsig in seinem Bergmannsberufe traurigerweise einen frühen Tod und wurde hierdurch seiner mit grösster Begeisterung und vielversprechenden Erfolgen aufgenommenen Lebensarbeit entrissen.

Gleich bei Uebernahme der Geschäfte hatten die drei Brüder Borsig den Entschluss gefasst, ihre in Moabit belegenen Betriebe, den gesteigerten An-

Gesammtansicht.

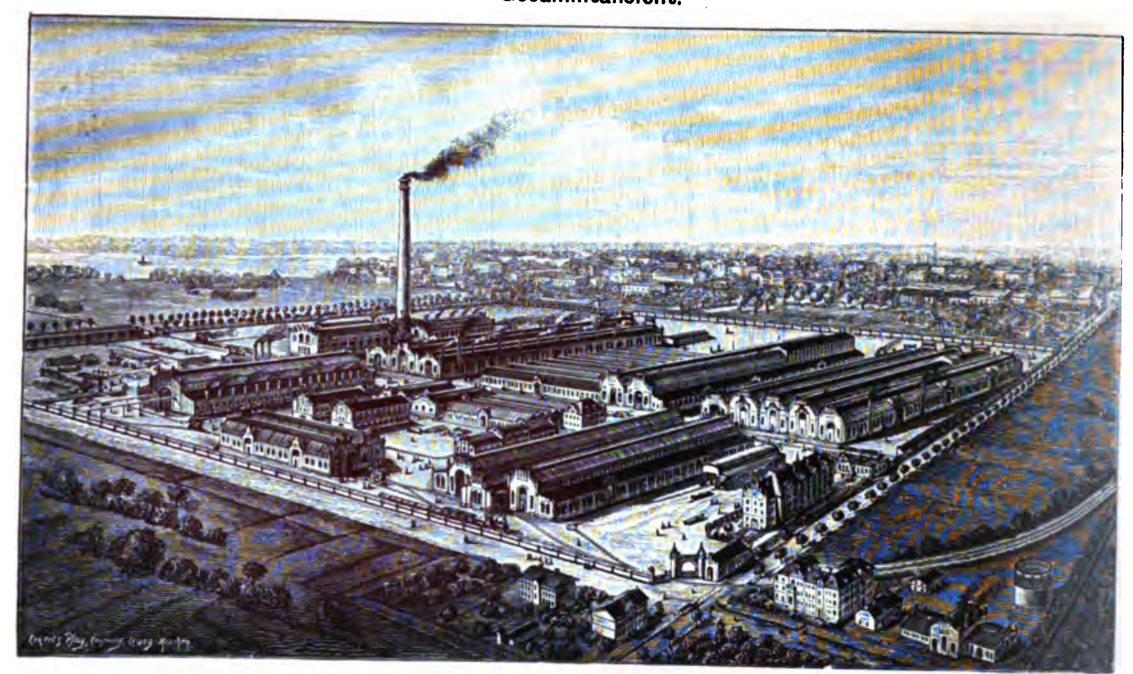


Fig. 1.

Bollwerk am Tegeler See.



Fig. 3.

Grund

Verwaltu
Betriebsb
Thorgebä
Lokomoti
Lackirer
Kupfersc
Eisengie
Metallgie
Gussputz
Modelltis
Modelllag
Schraube
Schmiede
Dreherei
Kesselsch
Magazin
Lagersch
Kessel- u
Kantine
Verschie
Gesamm

Fläche

forderungen der Zeit entsprechend, neu auszubauen und an einer einzigen Stelle ausserhalb der Stadt zu vereinigen.

Auf diese Weise entstanden die unter Ernst Borsig's specieller Leitung ausgearbeiteten Pläne der mit den modernsten Einrichtungen der Neuzeit ausgerüsteten Maschinenfabrik in Tegel.

Die Eisenkonstruktionen, sowie die Pläne der Gesammtanordnung wurden von dem Oberingenieur Metzmacher bearbeitet, die letzteren naturgemäss unter Mitwirkung der Direktoren der einzelnen Betriebs-Abtheilungen; die architektonischen Entwürfe rühren von den Baumeistern Reimer und Körte in Berlin her.

Der gewaltige Neubau wurde im Frühjahr 1896 begonnen und bereits im Herbst 1898 mit sämmtlichen Maschinenanlagen dem Betriebe übergeben.

Gegenwärtig arbeiten daselbst 2500 Mann und es ist die Zahl der Beschäftigten in stetiger Zunahme begriffen.

Zu der Gesammtfirma A. Borsig gehört ausserdem die mit etwa 5000 Mann arbeitende Berg- und Hüttenverwaltung zu Borsigwerk O./S., deren Leitung dem Generaldirektor Märklin übertragen ist, während die Brüder Ernst und Conrad Borsig gemeinschaftlich die Oberleitung ihrer sämmtlichen Unternehmungen im In- und Auslande und insbesondere die der Tegeler Maschinenbau-Anstalt in Händen haben.

Die Hauptgegenstände der Tegeler Maschinenfabrik sind, wie seit langen Jahrzehnten, Lokomotiven, liegende und stehende Dampfmaschinen von 30—3000 PS für die verschiedensten Betriebszwecke, speciell auch für elektrische Centralen, Pumpmaschinen aller Art, insbesondere auch für städtische Wasserwerke und Kanalisationsanlagen; als erste in Europa hat die Firma Borsig in der „Mammut-Pumpe" auch den Druckluft-Betrieb für Wasserhebungszwecke eingeführt; sie baut ferner Eis- und Kältemaschinen, Gas-Kraftmaschinen von 300—1000 PS, Maschinen für die Cement- und Gummifabrikation, hydraulische Anlagen, Schmiedepressen und ähnliche Einrichtungen und betreibt in grossem Stile die Herstellung von Schmiedestücken und dergleichen für fremde Rechnung.

Eine Ansicht der ganzen Tegeler Fabrikanlage zeigt die Fig. 1.

Das Fabrik-Grundstück umfasst eine Gesammtfläche von 140 750 qm, wovon gegenwärtig, wie aus dem Lageplan Fig. 2 ersichtlich ist, 59 150 qm bebaut sind.

Die Ostfront liegt an der Berlin-Tegeler Chaussee, im Westen bildet der Tegeler See mit einem Bollwerk von 150 m Länge die Grenze.

Die Zufuhr der Rohmaterialien erfolgt für den grössten Theil der Massengüter zu Wasser. Das Bollwerk ist mit einem entsprechenden Uferkran (Fig. [illegible]) ausgerüstet und durch ein Vollbahn-Geleise mit den Werkstätten verbunden. Von Osten her mündet neben dem Haupteingang (Fig. 4) das normalspurige Anschlussgeleise von der Station Tegel her. Dieses Geleise ist durch Drehscheiben und Weichenanlagen, wie aus dem Lageplan und dem Bilde der Hauptstrasse (Fig. 5) ersichtlich, mit sämmtlichen Werkstattsräumen, bei welchen die Anfuhr von Rohstoffen und Abfuhr von Fertigfabrikaten in Frage kommt, verbunden.

Haupteingang.



Fig. 4.

Ausserdem sind die sämmtlichen Werkstätten und die einzelnen Abtheilungen derselben von Schmalspurgeleisen durchzogen, welche die Zwischentransporte von einzelnen Arbeitsstücken und Materialien in bequemer Weise ermöglichen.

Dicht neben dem Haupteingange erhebt sich das Verwaltungsgebäude, in dessen Erdgeschosse sich das kaufmännische Bureau befindet (Fig. 6), während die zwei darüber liegenden Stockwerke mit den technischen Bureaus und das Dachgeschoss mit dem Zeichnungs-Archiv und der Lichtpaus-Anstalt

Hauptstrasse.



Fig. 5.

Verwaltungsgebäude und Haupteingang.



Fig. 6.

Kesselschmiede.
Abtheilung: Flammrohrkesselbau.

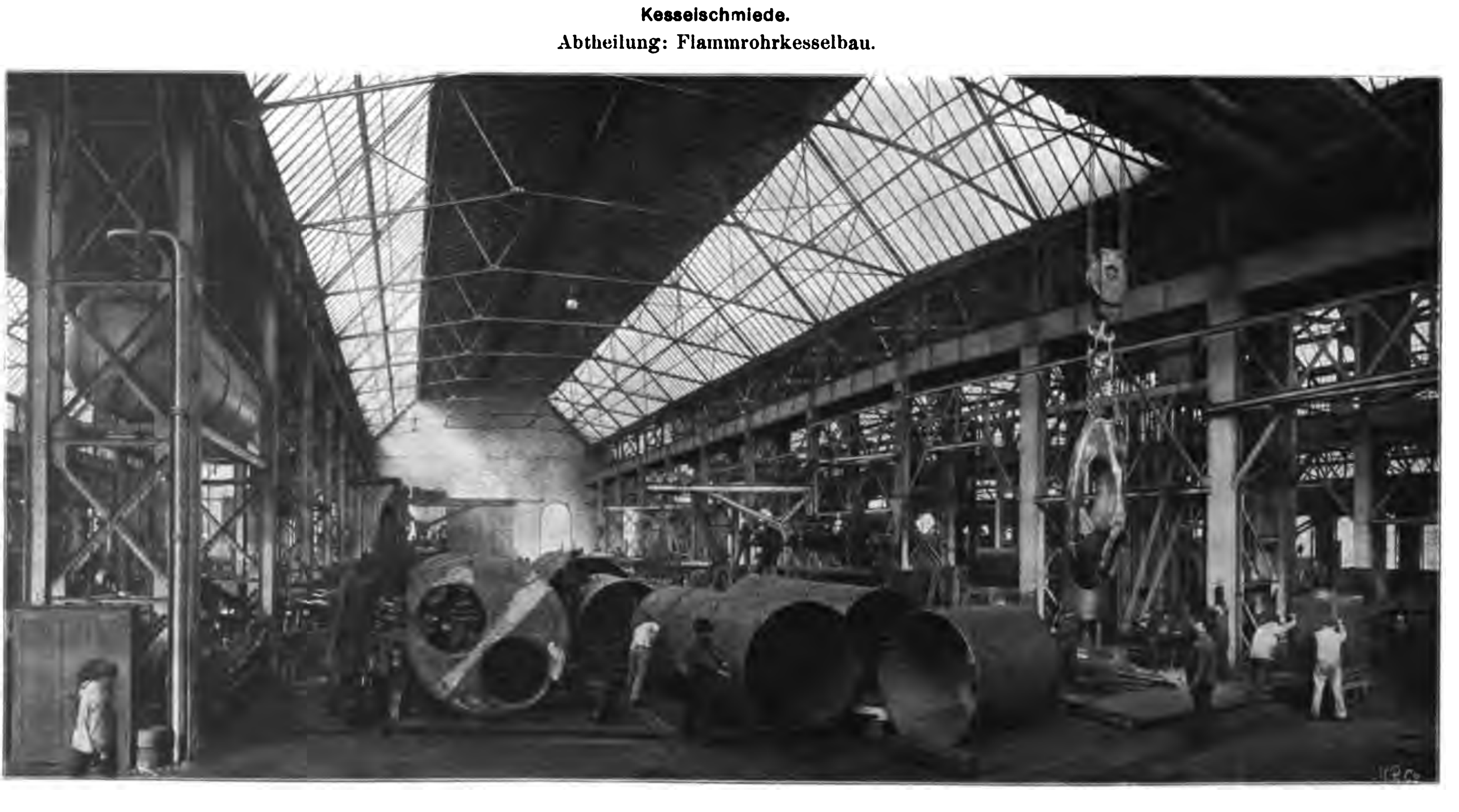


Fig. 7.

besetzt sind. In dem Untergeschosse dieses Gebäudes sind die Kasinoräume für die Beamten des Werkes untergebracht.

Die Besichtigung der Werkstätten nahm ihren Anfang in der grossen Kesselschmiede, welche allein einen Raum von 12000 qm überdeckt.

Wie aus den Fig. 7—12 ersichtlich ist, werden in den einzelnen Abtheilungen dieses Betriebes stationäre Kessel und zwar hauptsächlich Ein- und Zweiflammrohr-Kessel, sowie Wasserrohr-Kessel nach dem System Heine und in einer weiteren Abtheilung Lokomotiv-Kessel gebaut.



Kesselschmiede.
Abtheilung: Blechschweisserei (Flammrohre).



Fig. 8.

Jedes einzelne Feld ist mit einer entsprechenden Anzahl von elektrisch betriebenen Laufkranen von 5—50 t Tragfähigkeit sowie mit einer grossen Anzahl von Drehkranen versehen.

In dem ersten Felde ist die Blechschweisserei hauptsächlich für das Schweissen von Wasserkammern, Flammrohrschüssen, Dampfdomen und ähnlichen Theilen untergebracht. (Fig. 8 und 10.)

Die Nietung der Kessel erfolgt mit Ausnahme derjenigen Theile, wo dies technisch nicht durchführbar ist, hydraulisch. (Fig. 9.)

Für das Verstemmen der Nähte und Nietköpfe sind in ausgedehntem Maasse Pressluft-Werkzeuge in Betrieb.

An den eigentlichen Kesselbau organisch sich anschliessend ist in dieser Werkstatt auch die Bearbeitung der Rahmenplatten für Lokomotiven und Tender untergebracht (Fig. 13 und 14), für welche unter anderem elektrisch betriebene Bohr-, Stoss- und Fräsmaschinen neuester Konstruktion vorhanden

Kesselschmiede.
Abtheilung: Hydraul. Nieterei.



Fig. 9.

sind, Maschinen auf welchen Rahmenplatten bis zu den grössten Abmessungen in Packeten bis zu 200 mm Höhe übereinander gelegt, zu gleicher Zeit mit 6 Werkzeugen bearbeitet werden.

Auf die Kesselschmiede folgt die Dreherei und Maschinen-Montage (Fig. 15), welche eine Grundfläche von 12 450 qm bedeckt und im ganzen ein-

Kesselschmiede.
Abtheilung: Blechschweisserei (Wasserkammern).



Fig. 10.

Kesselschmiede.
Abtheilung: Wasserrohrkesselbau.



Fig. 11.

Kesselschmiede.
Abtheilung: Lokomotivkesselbau.

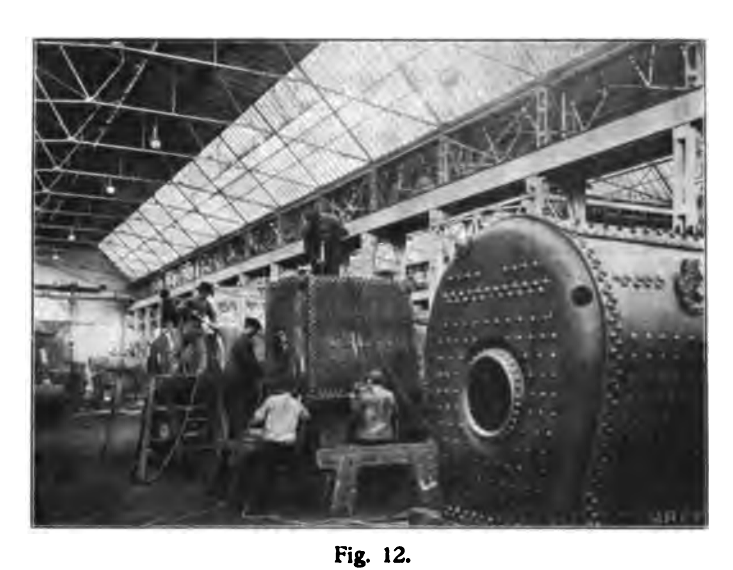


Fig. 12.

Kesselschmiede.
Abtheilung: Rahmenbau.



Fig. 13.

schliesslich der in verschiedenen anderen Werkstätten untergebrachten Werkzeugmaschinen 250 Drehbänke, 100 Hobelmaschinen, 30 Stossmaschinen, 70 Fräsmaschinen, 140 Bohrmaschinen u. s. w., in Summa rund 750 Arbeitsmaschinen umfasst.

In der Bearbeitung der einzelnen Maschinentheile spielen im hiesigen Betriebe die Fräsmaschinen eine besonders wichtige Rolle; nicht nur in denjenigen Abtheilungen, welche, wie z. B. im Lokomotivbau, genau dieselben Maschinen in grösserer Zahl häufig wiederkehrend bauen, sondern auch im Dampfmaschinenbau, wo es sich in den meisten Fällen um Einzelausführungen

Kesselschmiede.
Abtheilung: Rahmenbau.

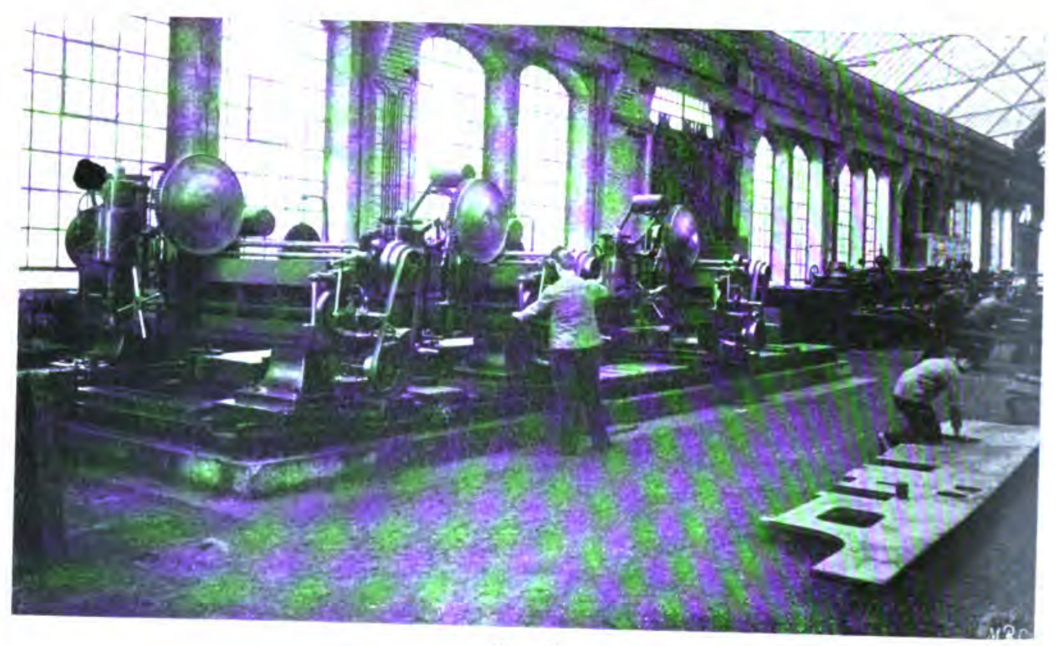


Fig. 14.

handelt, werden Pleuelstangen, Kurbelwellen, Keile und derartige Maschinentheile durch Fräsarbeit fix und fertig gestellt.

Der Antrieb sämmtlicher Werkzeugmaschinen erfolgt elektrisch durch 96 verschiedene Elektromotoren, und zwar ist für grosse Maschinen, welche immerhin eine eigenartige Bedienung erfordern und auch meistens Tag und Nacht in Betrieb gehalten werden, Einzelantrieb vorgesehen, während die sämmtlichen kleineren und mittleren Werkzeugmaschinen gruppenweise angetrieben werden.

Allgemeiner Maschinenbau. Montage-Werkstätte.



Fig. 15.

Dampfmaschinen-Montagehalle.



Fig. 16.

Gruben-Hobel- und Fräsmaschine.

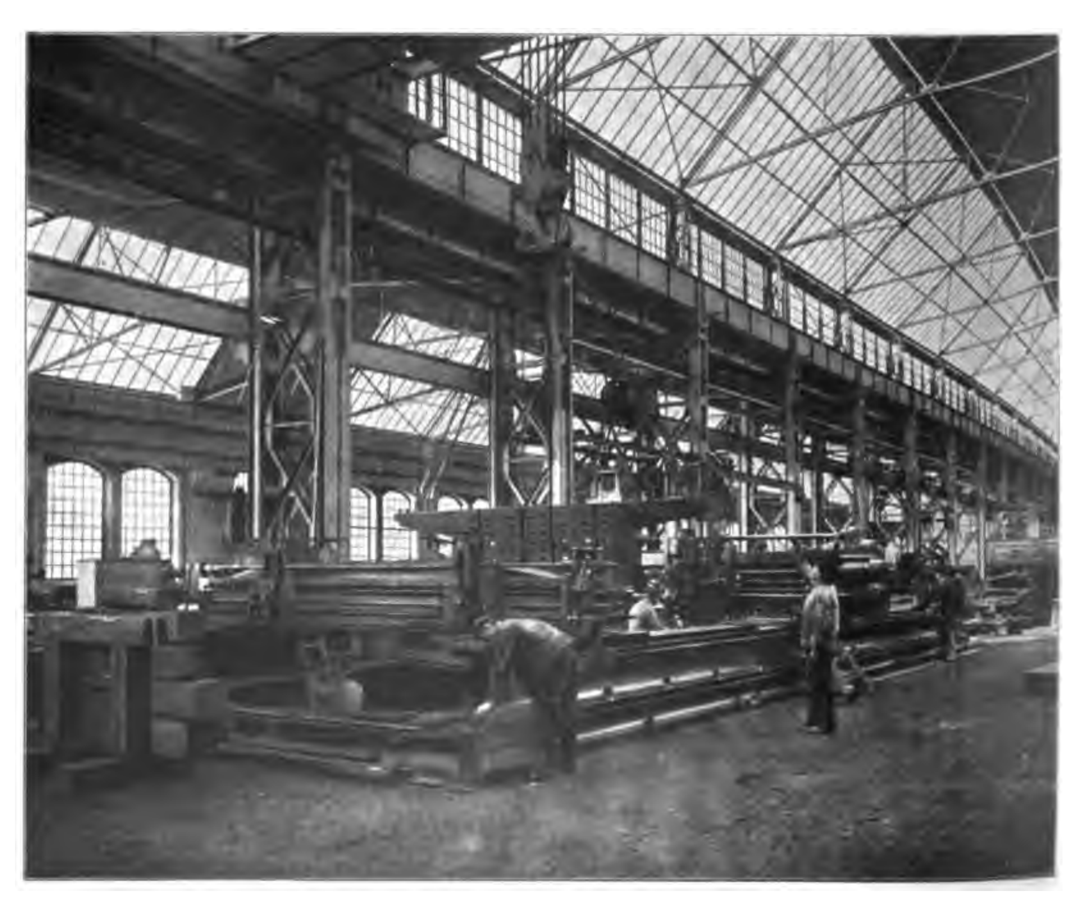


Fig. 17.

Einige grössere Arbeitsmaschinen in dieser Abtheilung sowie der Montageräume für Dampfmaschinen und Gaskraftmaschinen, welche gegenwärtig in Grössen von 300—1000 PS. nach den Oechelhäuser'schen Patenten gebaut werden, sind in Fig. 16—19 dargestellt.

An den Wänden dieser Werkstätten läuft in etwa 3 m Höhe eine breite Gallerie entlang, auf welcher (Fig. 20) die Garderoben-Schränke



Bohrmaschine.

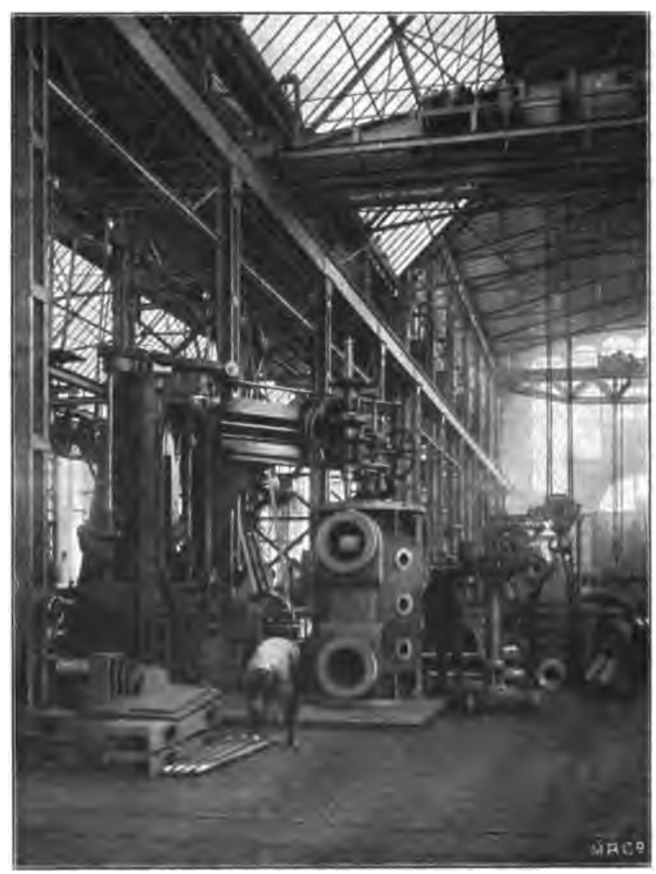


Fig. 18.

und Waschräume für die Arbeiter untergebracht sind. Diese Gallerie ist von allen Theilen des Arbeitsraumes bequem zugänglich und so angeordnet, dass jeder Mann von seinem Arbeitsplatze aus seinen Schrank unter Augen hat und bei Beginn und zu Ende der Arbeitsstunden keine unnütze Zeit für den Weg zum Aus- und Ankleideraum verliert.

Als eine besondere Specialität werden auch Eis- und Kältemaschinen gebaut (Fig. 21 und 22) und zwar nach dem Schwefeligsäure-Kompressions-

System. Es wurde bei Gelegenheit der Besichtigung eine horizontal angeordnete Maschine (Fig. 22), wie solche für den Schiffsbetrieb besonders geeignet ist, in einem hierfür zweckentsprechend hergerichteten Raume im Betriebe vorgeführt.

Dampfmaschinen-Montage.



Fig. 19.

Dieses System von Kältemaschinen ist für den Gebrauch an Bord hervorragend geeignet, weil dasselbe mit unbedingter Sicherheit auch bei hohen Kühlwasser-Temperaturen über 30°, bei welchen die Eiserzeugung bei anderen Systemen bereits in Frage gestellt ist, noch tadellos funktionirt.

Es ist ferner hervorzuheben, dass dieses System nur mit einem Drucke von 2—3 Atmosphären arbeitet, die Rohrleitungen also viel leichter zuverlässig dicht zu halten sind, als bei anderen Kälte-Medien, welche bekanntlich auf 12—14, bei Kohlensäure sogar bis 80 Atmosphären komprimirt werden müssen.

Da ferner bei der Verwendung von schwefeliger Säure jede Oel-Schmierung an Kolben und Kolbenstangen der Kompressoren wegfällt, so

Wasch- und Garderoberaum.



Fig. 20.

werden hierbei auch die komplicirten Oel-Abscheide-Apparate anderer Systeme überflüssig und eine Verschmierung der Rohrleitungen, wodurch in hohem Grade die Kälteleistungen anderer Maschinenanlagen beeinträchtigt werden, erscheint hierbei vollständig ausgeschlossen.

Das Schwefeligsäure - System ist für Anlagen grösster und kleinster Leistungen zu verwenden.

Vertikale Schiffs-Kälte-Maschine.

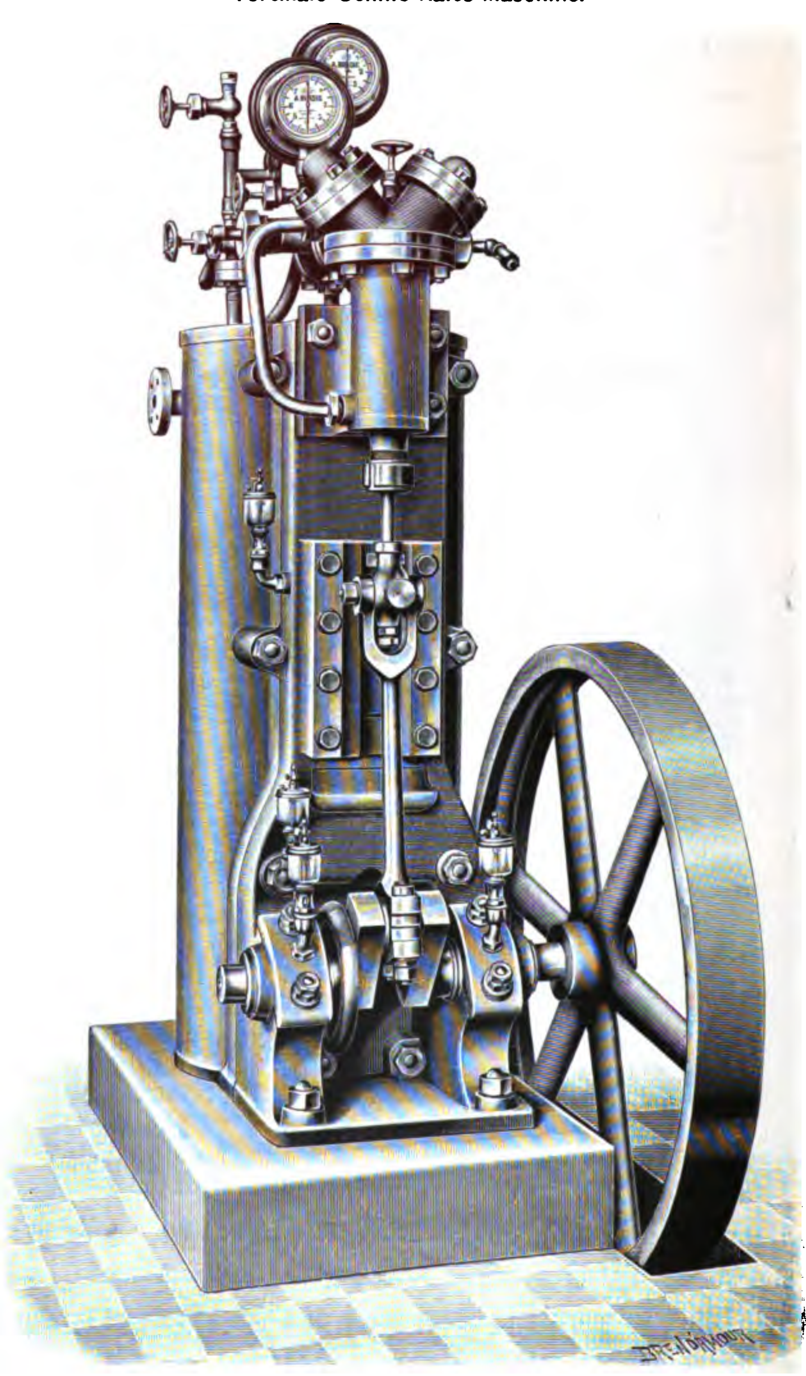


Fig. 21.

Eine der grössten stationären Anlagen in Europa ist die von A. Borsig erbaute Kühlanlage des Schlachthofes zu Berlin, welche eine Leistungsfähigkeit von 640 000 Wärmeeinheiten pro Stunde aufweist.

Aus der Dreherei und Maschinenmontage führte der Rundgang weiter in die Hammerschmiede, welche über 46 doppelte Schmiedefeuer, 4 Schweiss- und Glühöfen und über Dampfhämmer bis aufwärts zu 40, 60 und 125 Ctr. verfügt.

Alle schwereren Schmiedearbeiten, welche die Fabrik benöthigt, werden von dem oberschlesischen Hüttenwerke Borsigwerk geliefert, welches mit wesentlich schwereren Hämmern und Schmiedepressen versorgt ist und in ganz hervorragendem Maasse besonders schwere Schmiedestücke für den Schiffs-Maschinenbau liefert.

Auf Borsigwerk hat im Jahre 1894 Arnold Borsig in gleicher Weise, wie es hier in Berlin geschehen ist, eine Erneuerung und gleichzeitige Erweiterung sämmtlicher Betriebsanlagen des Berg- und Hüttenbetriebes begonnen, und diese Reorganisationsarbeiten sind nach seinem Tode durch Generaldirektor Märklin fortgesetzt worden.

Für schiffbautechnische Kreise kommen für diese Neuanlagen hauptsächlich in Betracht: ein mit den modernsten Einrichtungen versehenes Siemens-Martin-Stahlwerk mit 4 Oefen zu 25 t Einsatz, welches unter Beibehaltung des bisherigen Stahlwerkes im Jahre 1900 in Betrieb gesetzt wurde.

Hervorragende Leistungen hat das Borsig'sche Stahlwerk in neuerer Zeit ganz besonders auch auf dem Gebiete der Nickelstahlfabrikation aufzuweisen.

Auch in der Stahlgiesserei, welche auf Borsigwerk seit langen Jahren für eigenen und fremden Bedarf betrieben wird, sind wesentliche Vergrösserungen und Verbesserungen durchgeführt worden. Während man bis jetzt sich auf Theile bis zu 12 t Stückgewicht beschränkte, werden demnächst solche bis zu 30 t Einzelgewicht geliefert werden.

Eine vollständig neu eingerichtete mechanische Werkstatt, in welcher unter anderem Wellen bis zu 24 m Länge gedreht und gebohrt werden können, und welche insbesondere für die Bearbeitung von Schmiede- und Stahlgusstheilen für den Schiffbau bestimmt ist, wurde im Sommer 1900 in Betrieb genommen.

Das Blechwalzwerk, welches seit 30 Jahren sich eines hervorragenden Rufes namentlich in der Herstellung von Qualitätskesselblechen erfreut, hat in neuerer Zeit auch in grossem Maassstabe die Fabrikation von Schiffs-

Horizontale Schiffs-Kälte-Maschine.

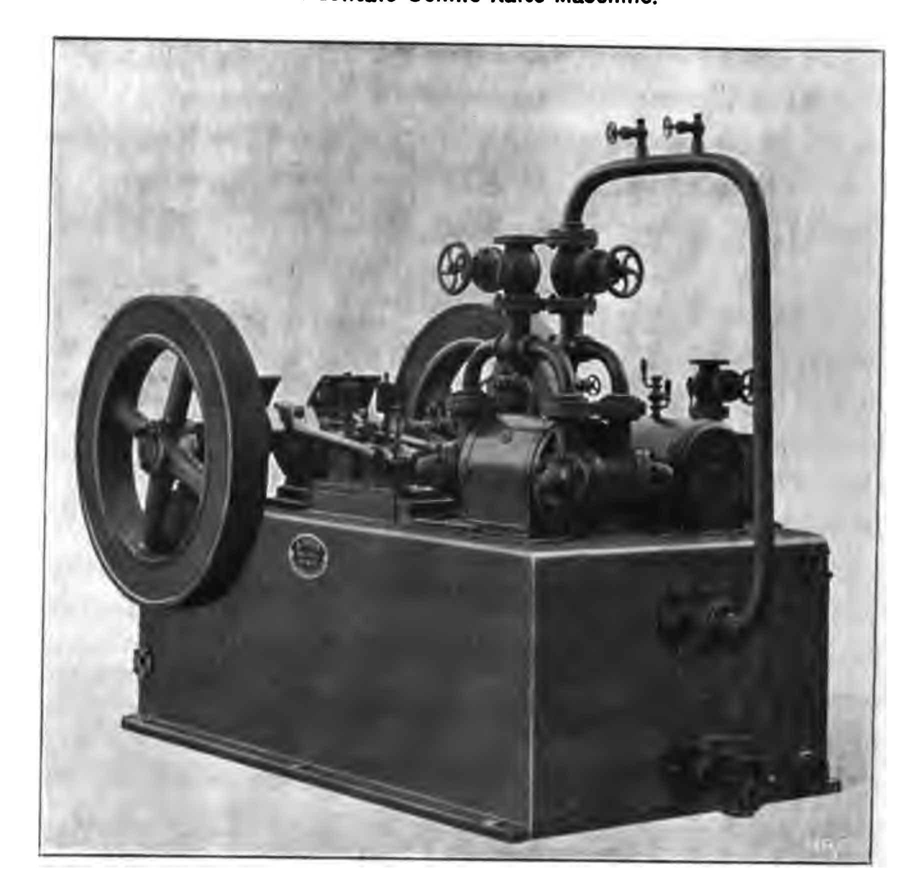


Fig. 22.

Elektrische Centrale.



Fig. 23.

Schaltbrett in der elektrischen Centrale.



Fig. 24.

Akkumulator-Raum.



Fig. 25.

blechen sowie von Deckpanzerplatten aufgenommen, welche letzteren bei der officiellen Beschussprobe ausgezeichnete Resultate ergeben haben.

Auch die mit dem Blechwalzwerke verbundenen Nebenbetriebe, wie Schweisserei, Bördelwerk, Wellrohrfabrikation und dergleichen mehr, haben in den letzten 6 Jahren umfassende Erweiterungen und durchgreifende Verbesserungen erfahren.

Verschiedene Fabrikate des Borsigwerkes, welche für die Mitglieder der Schiffbautechnischen Gesellschaft von besonderem Interesse waren, wie beschossene Panzerdeckplatten, Blechschweissarbeiten, Wellrohre und dergleichen, wurden bei Gelegenheit des Rundganges ebenfalls besichtigt.

Aus der Hammerschmiede wandten sich die Besucher zunächst nach dem Kesselhause, in welchem 13 Wasserrohrkessel mit zusammen 2140 qm Heizfläche den Betriebsdampf von 10 Atm. Spannung erzeugen.

Daneben liegt die Kraftcentrale mit 3 Dampf-Nebenschluss-Dynamomaschinen mit einer Leistung von je 440 Kilowatt bei 230 Volt Spannung und 150 Umdrehungen in der Minute oder rund 650 PS. effekt. Ferner eine kleinere Dampfdynamomaschine derselben Konstruktion von etwa 160 PS. und eine Akkumulatorenbatterie mit einer Kapacität von 1700 Ampèrestunden (Fig. 23—25).

Für die ebenfalls von hier aus betriebene elektrische Beleuchtung des Werkes dienen im ganzen 275 Bogenlampen von 6—12 Ampère und 1500 Glühlampen.

Es wurde nunmehr der Rundgang durch die auf der südlichen Seite belegenen Betriebe fortgesetzt zunächst in die Eisengiesserei, welche mit 4 Kupolöfen, den erforderlichen Lauf- und Drehkränen und den sonstigen der Neuzeit entsprechenden Anlagen auf eine jährliche Produktion von 7000 t eingerichtet ist.

Es wurden im Beisein der Besucher mehrere grosse Stücke: Gebläsecylinder und dergleichen abgegossen, wobei das vortreffliche Funktioniren der Krananlagen und der Bedienungsmannschaften allseitige Anerkennung fand.

Unmittelbar neben der Giesserei befindet sich das grosse Modelllager, die mit mehreren Sandstrahlgebläsen ausgerüstete Gussputzerei und die Metallgiesserei.

Ferner schliesst sich hieran die Tischlerei, in welcher nicht nur sämmtliche Arbeitsmaschinen, sondern auch die Trocken- und Leimkochapparate elektrisch betrieben werden.

Hierauf folgte eine Besichtigung der Kantine, welche für die Arbeiter des Werkes zu ausserordentlich billigen Preisen ein gutes und reichliches Mittagessen sowie auch Kaffee bereitet.

Nach einem kurzen Einblick in die Kupferschmiederei und die Lackirwerkstätte wurde das Central-Magazin mit seinen besonderen Einrichtungen und hiernach die Werkzeugmacherei besichtigt; in letzterer werden die


Lokomotiv-Montage.



Fig. 26.

sämmtlichen von dem ganzen Betriebe benöthigten Werkzeuge, insbesondere auch Spiralbohrer, Gewindebohrer, Lehren aller Art u. s. w. mit hervorragender Präcision angefertigt, gehärtet und geschliffen.

Hiernach schloss dann die Besichtigung in der mit den neuesten Verbesserungen ausgerüsteten Lokomotiv-Montage (Fig. 26), also in einem Betriebe, welcher so recht eigentlich als die alte Domäne der Firma Borsig zu betrachten ist.

Colonie Borsigwalde.



Fig. 27.

Arbeiterwohnungen in Borsigwalde.



Fig. 28.

Arbeiterwohnungen in Borsigwalde.



Fig. 29.

Sitz der Central-Verwaltung in Berlin N., Chausseestrasse 6.



Fig. 30.

Wenn auch leider in der Zeit nach Albert Borsig's Tode in Folge eines längere Zeit andauernden schlechten Geschäftsganges, die Kuratoren zu dem Entschlusse gekommen waren, den Lokomotivbau einzuschränken, so haben die gegenwärtigen Besitzer des Werkes sofort bei Beginn ihrer Berufsthätigkeit, die Wiederherstellung des in aller Welt hochgeachteten Rufes der Firma Borsig speciell auf dem Gebiete des Lokomotivbaues als eine ihrer ersten Pflichten betrachtet. Sie haben in den 6 Jahren ihre Produktion an Lokomotiven auf das Dreifache von dem gesteigert, was sie im Jahre 1894 vorfanden, und zwar insbesondere auch durch eine energische Wiederaufnahme und Erweiterung ihrer Beziehungen zum Auslande.

Von den nahezu 5000 Lokomotiven, welche die Firma Borsig bisher gebaut hat, sind nicht weniger als 700 Stück nach Russland gegangen. woselbst noch heute auf verschiedenen Linien Borsig'sche Lokomotiven im Betriebe sind, welche vor 30 und mehr Jahren dorthin geliefert wurden und trotzdem jetzt noch zu den besten vorhandenen gerechnet werden.

Mit gleich guten Erfolgen wurden seit langen Jahrzehnten Borsig'sche Lokomotiven auch nach Schweden, Norwegen, Dänemark, Frankreich, Spanien, Italien, China, Süd-Afrika, Niederl. Indien und anderen Auslands-Gebieten exportirt.

Die gegenwärtigen Betriebsanlagen des Borsig'schen Lokomotivbaues sind eingerichtet für eine jährliche Produktion von 300 Stück. Hoffentlich fügt es ein günstiges Schicksal, dass diese Produktion bald und andauernd erreicht wird!

Für die in Zukunft nothwendig werdende Erweiterung der Betriebsanlagen ist ein grösseres Terrain zwischen der westlichen Begrenzungsmauer des bisher benutzten Grundstückes und dem Tegeler See vorhanden.

Wenn in absehbarer Zeit auch dieser Theil des Grundstückes bebaut ist, wird die jetzt am nördlichen Ende stehende Kraftcentrale genau in der Mitte des Werkes, wie es sich endgiltig gestalten soll, belegen sein.

Oestlich von der Tegeler Chaussee liegt ein grosses Beamtenwohnhaus, welches die Firma insbesondere für Betriebsbeamte des Werkes eingerichtet hat. Daran grenzt die ebenfalls von der Firma Borsig errichtete Gasanstalt, die auch gleichzeitig zur Beleuchtung des Tegeler Ortsschaftsgebietes dient.

Um denjenigen Arbeitern, welche es vorziehen nicht in der Stadt, sondern in möglichster Nähe des Werkes und in freier, gesunder Luft zu wohnen, die Gelegenheit hierzu zu bieten, hat die Firma Borsig in Gemeinschaft mit einer Terrain- und Baugenossenschaft die Errichtung einer neuen Ortschaft „Borsigwalde“ in die Hand genommen. Dieselbe umfasst ein Gebiet von

150 Hektar, welches östlich von der Berlin-Tegeler Chaussee in nächster Nachbarschaft des Werkes und am Rande der Tegeler Haide belegen ist.

Ein Bild von der Entwickelung dieser schmucken und gesund gelegenen Ortschaft geben die Figuren 27—29.

Auf der Rückfahrt nach Berlin, für welche fast sämmtliche Besucher die elektrische Strassenbahn benutzten, bot sich noch die Gelegenheit, im Vorbeifahren das in der Chausseestrasse No. 6 auf dem alten Borsig'schen Grund und Boden belegene Centralbureau der Firma (Fig. 30.) zu besichtigen.

